

ISSN 2223-0807
DOI 10.1872/MMF-2017-0

Министерство образования и науки РФ
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

**СОВРЕМЕННОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ:
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ
MMESE-2017**

Материалы 6-й Международной научно-практической конференции
22 – 23 июня 2017 года

**MODERN MECHANICAL ENGINEERING:
SCIENCE AND EDUCATION
MMESE-2017**

Proceedings of an International Scientific and Practical Conference
Russia, June 22 – 23, 2017

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2017

ISSN 2223-0807
УДК 378.1: 621.01
DOI 10.1872/MMF-2017-0

Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 818 с.

В сборнике представлены материалы, отражающие опыт различных вузов в подготовке бакалавров, специалистов и магистров машиностроительного профиля. Особое внимание уделено отражению в учебных планах и программах учебных дисциплин требований, предъявляемых современным машиностроением к уровню подготовки выпускников вузов. Представлены также результаты научно-исследовательских работ в области машиностроения.

Сборник предназначен для преподавателей вузов, занимающихся подготовкой бакалавров, специалистов и магистров машиностроительного профиля, а также инженеров и научных работников, работающих в области машиностроения.

© Евграфов А.Н., Попович А.А.,
научное редактирование, 2017
© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2017

Научные редакторы

Александр Николаевич Евграфов
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия
E-mail: a.evgrafov@spbstu.ru

Анатолий Анатольевич Попович
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия
E-mail: director@immet.spbstu.ru

Программный комитет

Проф. М.М. Радкевич, СПбГПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. А.Н. Евграфов, СПбГПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. В.Л. Жавнер, СПбГПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. В.И. Каразин, СПбГПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. К.П. Манжула, СПбГПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. М.А. Скотникова, СПбГПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. М.С. Кокорин, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия,
Проф. Э.Л. Жуков, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия.

Организационный комитет

Проф. Александр Н. Евграфов, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия
Проф. Анатолий А. Попович, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия
Проф. Михаил М. Радкевич, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия
Проф. Ярослав Райчик, Честоховский политехнический университет, Польша
Проф. Ramasubbu Sunder, Director Research, Bangalore Integrated System Solutions (P) Ltd
Доц. Николай Казаков, Технически Университет, София, Болгария
Проф. Владимир А. Пухлий, Севастопольский государственный университет, Россия.
Проф. Ольга В. Егорова, МГТУ имени Н.Э.Баумана, Россия

Предисловие

1-я Международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение: Наука и образование (ММЕSE)» состоялась в Санкт-Петербурге 14-15 июня 2011 года. Организаторами конференции (сопредседателями оргкомитета) и редакторами сборника материалов конференции были проф. А.Н. Евграфов и М.М. Радкевич. С тех пор конференция стала проводиться ежегодно (за исключением 2015 г.):

2-я конференция 14-15 июня 2012 г.

3-я конференция 20-21 июня 2013 г.

4-я конференция 19-20 июня 2014 г.

5-я конференция 30 июня-01 июля 2016 г.

6-я конференция 22-23 июня 2017 г.

Тематика конференции:

1. Технологии преподавания;
2. Механика машин;
3. Детали машин. Проектирование, моделирование и надежность трибосистем;
4. Мехатроника и робототехника;
5. Транспортные и технологические системы;
6. Технология машиностроения;
7. Технология конструкционных материалов и материаловедение.

Доклады, отобранные к участию в конференции, публикуются в сборниках материалов конференции. Электронные версии этих сборников находятся в открытом доступе на сайте электронной библиотеки Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. С 2016 г. статьям сборника присваивается DOI (digital object identifier) – цифровой идентификатор объекта. Сборник включён в Российский индекс научного цитирования РИНЦ.

С 2013 г. избранные материалы конференции переводятся на английский язык и публикуются в сборнике издательства Springer «Advances in Mechanical Engineering» в серии «Lecture Notes in Mechanical Engineering».

Александр Евграфов

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ	1
Афанасьева И.Б., Князева Е. В. Обучение иностранных студентов дисциплинам геометро- графического цикла	2
Афанасьева И.Б., Матвеев И.А., Меркулова О.В. Педагогические условия для управления процессом обучения	16
Варгасов Н. Р., Кудрявцев В. Н. Управление качеством образования в технических университетах	30
Лагунова М.В., Ежова Н.В. Распределение времени в курсе математики и организация самостоятельной работы студентов	41
Наумкин Н. И., Фомин А. И., Нуянзин Е. А. Проектирование профориентационной работы в инженерном вузе – важный компонент качественной подготовки студентов	49
Прокурат Г.А., Струкова А. В, Вуколов А. Ю., Егорова О. В. Свободно генерируемая графика и перспективы ее применения в инженерном образовании	58
Солодарь А.А. Опыт проведения практикума по курсу «Системы управления электроприводами»	70
МЕХАНИКА МАШИН	79
Бабичев Д. Т. Теоремы о линейных и квадратных уравнениях зацепления и их решение	80
Вульфсон И.И. Некоторые особенности влияния электропривода на динамику цикловых машин	91

Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Самоторможение плоских рычажных механизмов	815
Ковалёв М.Д. Об одинаково напряжённых шарнирных конструкциях	109
Крюков В. А. Некоторые типовые ошибки при использовании терминов теории механизмов и машин	119
Платовских М. Ю., Тимофеев И.П. Фрикционные автоколебания в двухмассовой модели железнодорожного состава	131
Подольский М.Е., Черенкова С.В., Иванова М.А. Физико-механические и линейно-алгебраические основы инженерных методов тензорного анализа	140
Пухлий В.А., Мирошниченко С.Т., Журавлев А.А., Софийский И.Ю., Пухлий П.В. Гидродинамика и термоупругость турбодетандеров реактивного типа	152
Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Особенности расчета рабочего механизма экскаватора	176
Середа Н. А. Группы кривошипно-коромысловых механизмов с различным характером изменения функции угла передачи	191
Терешин В.А. Ударные спектры при линейном взаимодействии	202
Третьяков В.М. Алгебраический подход к анализу строения группы однородной продукции	214
Филиппенко Г.В. Волны с отрицательной групповой скоростью в цилиндрической оболочке, заполненной акустической жидкостью	227
Яруллин М. Г., Исянов И. Р. Структурное исследование двухподвижного пятизвенного пространственного механизма со сдвоенным кривошипом	239

Яруллин М. Г., Фаизов М.Р. Синтез сферических четырехзвенников с вращательными парами в программе SOLIDWORKS	250
Яруллин М. Г., Хабибуллин Ф.Ф. Геометрия кинематической цепи и звеньев механизма Беннетта	262
ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ	275
Bahrami M. R., Buddimal Abeygunawardana A.W. Modeling and simulation of tapping mode atomic force microscope through bond-graph	276
Березина Е.В., Волков А.В., Годлевский В.А., Парфенов А.С. Вероятностное описание формирования структурированного на молекулярном уровне смазочного слоя	285
Болотов А. Н., Бурдо Г.Б. Расчет ресурса магнитожидкостных узлов трения, работающих в вакууме или газовой среде	294
Дорофеев В. Л., Гукасян С.Г. Развитие методов оценки и обеспечения прочностной надёжности зубчатых передач	304
Егоров И. М. Вклад различных участков профилей зубьев сателлита в несущую способность планетарного цевочного редуктора	315
Елисеев В.В., Андрющенко Е.А., Абид С.А. Моделирование динамики ротора на податливых опорах	325
Елисеев К.В., Петров А.А. Определении сил в контакте колесной пары и рельсов в динамике. Численное моделирование	335
Елисеев В.В., Москалец А.А. Колебания турбинных лопаток как упругих оболочек	346
Зиновьева Т. В., Москалец А.А. Модальный анализ турбинной лопатки как одномерного и трехмерного тела	356

Иванов А. С., Ткаченко К. Т. Реакции в опорах многоопорных валов мотор-редукторов	367
Белов А.В., Титов Ф.Л. Исследование коэффициента трения и износостойкости графелона при трении в морской воде	377
Нефедьев Е.Ю., Гомера В.П., Сайкова М.С., Смирнов А.Д. Определение степени опасности трещиноподобных дефектов в стали 17Г1С методом акустической эмиссии	387
Скотникова М.А., Иванова Г.В., Попов А.А., Паитова О.В. Локализация пластической деформации в ГПУ- кристаллах при вдавливании и царапании.....	402
МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА	413
Волосатова Т.М., Козов А.В., Рыжова Т.П., Фаттаев О.С. Практическое решение задачи движения группы роботов строем	414
Титов А. В., Вуколов А. Ю. Свободное программное обеспечение, его преимущества и применение в подготовке текстовой документации по курсу ТММ в МГТУ им. Н.Э. Баумана	427
Дяшкин-Титов В.В., Жога В.В., Несмиянов И.А., Воробьева Н.С. Динамика манипулятора параллельно-последовательной структуры ..	439
Жавнер М.В. Моментные характеристики пружинных аккумуляторов с выходным поворотным звеном	450
Жавнер В.Л., Чжао Вэнь Мехатронная система дозирования сыпучих продуктов малыми дозами	462
Зальцман Д., Максюттов Т. И., Гончаров Д. А., Вуколов А. Ю. Исследование вертикальных колебаний жидкости в коническом сосуде с демпфером при помощи механического аналога	471
Коковин В. А., Евсиков А.А. Особенности событийного взаимодействия мехатронных устройств распределенных технологических установок	480

Миничев А. В. Исследование геометрических характеристик пружинного аккумулятора переменной конфигурации	489
Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н. Е., Васильев А.К. Алгоритм наладки пневматических ударных стендов	503
Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н. Е., Васильев А.К. Центробежный стенд ПЦ25	515
Чеканин В.А., Чеканин А.В. Проектирование библиотеки метаэвристических алгоритмов для решения задач дискретной оптимизации	527
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ	537
Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Особенности проектирования гидростатических подшипников при их различном конструктивном исполнении	538
Дударев А. С., Захарова С.П. Определение устойчивости единичного зерна алмазного инструмента при сверлении и фрезеровании полимерных композиционных материалов	550
Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Чибисова Е.В. Разработка рекомендаций по обработке резанием титанового сплава ТІ-6AL-4V путем оптимизации режимов термической обработки	560
Максаров В.В., Халимоненко А.Д. Обеспечение качества при фрезеровании режущей керамикой точных элементов узлов и деталей машин	572
Степанов С.С., Степанов С.Н. Неопределенность измерений на эталонном приборе с системой автоматического управления	583
ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ	591
Аксенов Л.Б., Кункин С.Н. Горячая сферодвижная штамповка раскатным валком с переменным углом наклона	592

Андреев А.К., Смирнова Ю.А., Иголкин А.Ф., Вологжанина С.А. Влияние аварийной нагрузки на величину остаточной деформации торсионных валов	603
Варгасов Н.Р., Радкевич М.М., Барахтин Б.К. Особенности диссипации энергии при горячей пластической деформации псевдо-α титанового сплава	613
Варгасов Н.Р., Радкевич М.М., Журавлев Д.С. Усовершенствование технологии изготовления изделий из титанового сплава	625
Воробьева Г.А., Складнова Е.Е. Анализ влияния аэротермоакустической обработки на механические свойства и структуру аустенитных сталей с карбидным упрочнением	638
Гоциридзе А.В., Кедо Д.Л., Мартынов К.В. Исследование структуры и свойств слитков из цветных металлов получаемых полунепрерывным методом литья	648
Мамутов В.С., Мамутов А.В. Моделирование канала высоковольтного разряда в воде при электрогидроимпульсной штамповке	656
Смирнова Ю.А., Андреев А.К. Пути повышения хладостойкости стальных отливок	666
Соколов А.Г., Бобылёв Э.Э. Влияние несения диффузионных титановых покрытий с последующей термической обработкой на эксплуатационные характеристики режущего твердосплавного инструмента типа ТК и ВК	679
ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ	691
Башкарев А.Я., Беззубова Е.Д., Хабибуллин Р.А. О возможности создания двухвальцового самоходного вибрационного уплотнителя	692
Безруков А.В., Наумкин Н.И., Купряшкин В.Ф., Князьков А.С., Панков А.И. Анализ влияния изменения кинематического параметра малогабаритной почвообрабатывающей фрезы на качество обработки почвы	704

Бурлуцкий В.С., Иванов А.П., Плотников Г.В., Цинман М.А. К оценке прогиба главных балок мостовых кранов при проведении экспертизы промышленной безопасности	712
Позынич Е.К., Бурлуцкий В.С., Позынич К.П. Кастомизация в отечественном краностроении	719
Грачев А. А., Соколов С. А. Влияние малых отклонений от плоской формы элементов тонкостенных металлических конструкций на их напряженное состояние	731
Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю., Галышев Ю.В. Трансмиссия перспективного колесного трактора с автоматизированной коробкой передач: управление распределением мощности	741
Bargazov E. I., Uzunov T. I., Alipiev O. L., Bortyakov D. E. Studying the elasticity of the units of the level luffing jib system in gantry cranes using MATLAB	754
Манжула К. П., Наумов А.В. Местная устойчивость криволинейных стенок коробчатых балок при сжатии с изгибом	765
Сахапов Р. Л., Махмутов М.М. Анализ методов снижения шума строительных машин	774
Никитин С. В. Исследование сопротивлений движению неприводной тележки при помощи расширенной динамической модели	784
Тюремнов И.С., Игнатъев А.А. Математическая модель процесса уплотнения грунта вибрационным катком в режиме постоянного контакта	794
Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Сидоров А.А. Экспериментальное исследование влияния высокотемпературной вязкости моторного масла на технико-экономические показатели высокооборотного поршневого двигателя внутреннего сгорания	804
АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ	815

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ

ISSN 2223-0807

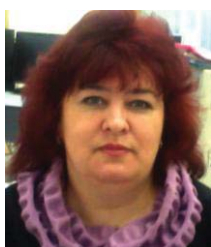
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-1

УДК 378.149:514

И.Б. Афанасьева¹, Е. В. Князева²

ОБУЧЕНИЕ ИНОСТРАННЫХ СТУДЕНТОВ ДИСЦИПЛИНАМ ГЕОМЕТРО-ГРАФИЧЕСКОГО ЦИКЛА



¹Афанасьева Ирина Борисовна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого,
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: afanaseva.mmf@mail.ru



²Князева Елена Валерьевна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого,
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: evk1503@gmail.com

Аннотация

В статье рассмотрены аспекты обучения иностранных студентов геометро-графическим дисциплинам. Показано применение педагогической технологии, современных электронных средств в обучении и системы вариативного методического обеспечения учебного процесса.

Ключевые слова: педагогическая технология, современные электронные средства обучения, система вариативного методического обеспечения, графические дисциплины, иностранные студенты

В современном мире перед университетским сообществом стоит задача достижения устойчивого развития системы образования. Одним из важнейших показателей качества и эффективности образовательной деятельности университета, определяющих его престиж на

международном уровне, является процесс интернационализации образования, направленный на реализацию следующих целей:

- расширение сферы деятельности университета за пределы своей национальной образовательной системы;
- диверсификация и рост финансирования за счет привлечения иностранных студентов;
- мобильность студентов, преподавателей, исследователей, расширение форм включенного обучения студентов в зарубежных вузах;
- повышение качества образования за счет включения студентов и преподавателей в международный процесс обмена знаниями;
- расширение партнерства в сфере научных исследований, обмен опытом в сфере научно-педагогической деятельности.

Международная академическая мобильность, т.е. обучение иностранных студентов на постоянной основе – один из показателей интегрального рейтинга университетов. Сегодня образовательные услуги предлагают более 140 государств мира. По мнению экспертов, в 2025 году число студентов, обучающихся за пределами своих стран, составит около 5 миллионов человек.

Доля иностранных студентов является важным показателем, отражающим международное признание и конкурентоспособность любого университета на мировом рынке. В государственной программе на выделенные по квотам Министерства образования бюджетные и внебюджетные места для обучения иностранных студентов участвуют ведущие вузы страны, том числе Санкт-Петербургский Политехнический университет Петра Великого.

Обучение в российском университете ставит перед иностранными студентами достаточно трудные задачи – овладение языком и наукой.

В данной статье мы рассмотрим коммуникационный и организационно-деятельностный аспекты обучения иностранных студентов дисциплинам геометро-графического цикла.

Коммуникационный аспект обучения иностраных студентов

Обучение иноязычной коммуникации – это прежде всего обучение правильному пониманию и употреблению лексики русского языка. В технических университетах студенты должны еще и овладеть основной терминологией сферы профессиональной деятельности.

Процесс усвоения лексики представляет значительную трудность для учащихся. Овладение иноязычной лексикой можно представить как определенную последовательность действий по восприятию лексических единиц, ознакомлению с их содержательной стороной, их осмыслению и

запоминанию, а также по приобретению навыков употребления и опознавания лексических единиц речи.

Для первичного раскрытия значений изучаемых терминов дисциплины при их предъявлении могут применяться различные методы: перевод, толкование на родном и иностранном языке (дефиниция), догадка по контексту (языковая и речевая наглядность), наглядная семантизация путем демонстрации предметов, действий, картин, графиков, чертежей, обозначаемых данным словом (предметная и образная наглядность), мнемотехники и т.п.

При активизации лексики она должна включаться в системные связи: парадигматические, синтагматические, семантические, ассоциативные, словообразовательные, типологические. Только в таком случае лексическая единица имеет шанс закрепиться в памяти учащегося. Обращается внимание на необходимость введения и заучивания не отдельных терминов, а словосочетаний или кратких предложений [2].

Как показала практика, основным решением проблемы изучения терминов по специальным дисциплинам становятся:

- разработка тезаурусов, глоссариев силами преподавателей общетехнических дисциплин и РКИ;
- привлечение другого иностранного языка (как правило, английского) для пояснений, раскрытия значений и характеристик понятия.

По мнению специалистов, к переводу термина на родной язык студента, при всей кажущейся простоте, в специализированных дисциплинах, в том числе графических, следует прибегать в исключительных случаях, когда использование других способов невозможно. Основным недостатком перевода термина на родной язык является возможное несовпадение семантических полей и их ближайших аналогов в родном языке обучаемых.

Начертательная геометрия, инженерная графика, которые студенты изучают на первом курсе, являются дисциплинами с очень специфической терминологией, но ее необходимо освоить. Как правило, иностранные студенты сидят на занятиях со словарями, электронными переводчиками и т.п., но результат перевода может их сбить с толку и поставить в затруднительное положение. Например, аббревиатуру государственного стандарта – ГОСТ – иностранные студенты зачастую путают со словом «гость». При этом перевод данного термина может иметь несколько вариантов, например, на английский язык «GOST» можно перевести как «state standard», «national standard» или «federal standard». Также Единая система конструкторской документации (ЕСКД) имеет следующие варианты перевода: «unified system for design documentation» или «unified system of engineering drawings».

Специалисты РКИ считают, что необходимо ознакомить студентов со специфической стилистикой и терминологией профильной дисциплины

в процессе взаимодействия типа «вопрос-ответ». В таком случае может получиться оригинальный диалог по дисциплине, где с помощью известных иностранцу лексико-грамматических и синтаксических конструкций в привычной для студента устной форме речи вводится новая предметная информация. К нашему сожалению, подобные приемы возможны только в малых группах [1].

По проведенным статистическим исследованиям в технических университетах [8,10,11,13] выявлено, что:

- 58% респондентов приехали в нашу страну без знания русского языка;
- 38 % иностранных студентов указали, что к моменту приезда могли читать со словарем, но не воспринимали устную речь;
- 4 % свободно владели русским языком.

Таким образом, одной из основных проблем при обучении иностранных студентов графическим дисциплинам, является преодоление языкового барьера с помощью языка графики (визуализация учебного материала, применение эффективных методов передачи графической информации и др.). Зрение во всей системе органов чувств человека занимает доминирующее положение. Установлено, что на органы зрения приходится до 90% всей получаемой человеком внешней информации.

Кроме этого, преподавателю, работающему с иностранными студентами, необходимо принимать во внимание некоторые особенности учебного поведения обучаемых. Например, студенты из Китая, Индии, Вьетнама и других стран Юго-Восточной Азии предпочитают пассивные стратегии обучения, закрыты для коммуникации, стараются справиться с задачами самостоятельно, практически не задают вопросов. Студенты из Никарагуа, Турции, стран Африки наоборот – коммуникабельны сверх меры, задают вопросы без конца, мало зная русский язык, умудряются болтать со всеми. Другими словами, они используют субъектов совместной деятельности для получения информации, что является одной из форм активных стратегий обучения. Эти моменты достаточно ярко проявляются в мультиязычных группах.

Организационно-деятельностный аспект обучения иностраных студентов

Начертательная геометрия – первая инженерная дисциплина, с которой начинается техническое образование будущего инженера. Курс начертательной геометрии и инженерной графики является одной из основных дисциплин для инженерной подготовки, как всех студентов вообще, так и иностранных граждан.

На первый курс университета, в основном, иностранные учащиеся приходят после обучения на подготовительном отделении. Там они учат

русский язык, подтягивают недостаточные знания по другим дисциплинам, но вот с черчением просто беда. Большинство дисциплин, изучаемых иностранными студентами в техническом вузе на младших курсах, для них знакомы со школы (математика, физика, химия) и, имея базовые знания, они могут продолжить их изучение без особых проблем. С начертательной геометрией, инженерной графикой, в отличие от других дисциплин, студенты сталкиваются впервые, при этом даже не имея базовых чертежных навыков. Студенты из дальнего зарубежья, Средней Азии (и их преподаватели) встречаются с огромными проблемами в обучении геометро-графическим дисциплинам.

Студенты из Китая, Индии, Вьетнама (где 12-летнее среднее образование) легче справляются с проблемами и приобретают инструментальные навыки. Мы это связываем с наличием в школах этих стран такого предмета как каллиграфия, а также особенностей национального характера (прилежание, старательность и т.п.). Студенты из стран ОДКБ и Монголии имеют огромное преимущество: они не только лучше владеют русским языком - в их подготовке прослеживается сильное влияние еще советской графической школы.

В условиях современной высшей школы внедряются инновационные технологии преподавания, новые методы и формы организации образовательного процесса с иностранной аудиторией.

Авторы статьи проводили педагогический мониторинг учебного процесса иностранной аудитории в преподавании цикла геометро-графических дисциплин для следующих форм очного обучения:

- автономная (раздельная)

Учебный процесс организован для группы представителей одной страны как в теоретической, так и практической части обучения.

- полуавтономная

В части теоретической подготовки (лекции) иностранные студенты обучаются совместно с российскими учащимися, а практические занятия проводятся для иностранной группы отдельно.

- смешанная

Моноязычная группа (студенты из одной страны) или мультиязычная группа (представители разных государств) обучаются совместно с российскими студентами на всех видах занятий.

Такое разнообразие форм организации учебного процесса предъявляет особые требования к преподавателю при подаче графической информации и набора практических приемов, которые позволяют увеличивать эффективность использования визуальной информации в учебном процессе, основанной на глубоком анализе психофизиологических особенностей зрительного восприятия [3,4,6,7].

По современным исследованиям в области педагогики и психологии познания, а также психодидактики в технических университетах

потенциал визуальной информационной области весьма велик, но в настоящее время не используется в полной мере [12,14].

Преподаватель на графическом языке, преодолевая проблемы иноязычной коммуникации, должен передать студентам знания о графических методах, правилах отображения, умения в чтении, сохранении и передачи информации, а также и навыки в преобразовании и использовании ее в профессиональной деятельности. С помощью графического языка можно расширить коммуникативное пространство специалиста, используя содержательную составляющую графического характера.

В преподавании геометро-графических дисциплин считаем необходимым применение интегративных подходов к обучению на основе меж- и мультидисциплинарных связей. Педагогические технологии в обучении графическим дисциплинам предусматривают широко использование мультимедийных электронных сред как средств обучения, современных компьютерных технологий, а также элементов технического рисования, полихромной визуализации плоскостных и объемных геометрических объектов и др. Изменился и арсенал средств, которыми располагают сегодня студенты. Это электронные переводчики, словари, ноутбуки и нэтбуки, смартфоны и т.п. Это обстоятельство побуждает искать новые формы обучения, сочетающие все средства обучения на основе информационных технологий.

Растущая конкуренция на рынке образовательных услуг, увеличение спроса на них со стороны иностранных граждан требует сегодня особого внимания к актуализации профессиональной компетентности преподавателя. Ведь одним их важнейших условий повышения качества образования является педагогическое мастерство преподавательских кадров.

«Преподавание есть искусство, а не ремесло – в этом самый корень учительского дела. Перепробовать десять методов и выбрать свой, пересмотреть десять учебников и не держаться ни одного неукоснительно – вот единственно возможный путь живого преподавания. Вечно изобретать, требовать, совершенствоваться – вот единственный курс учительской рабочей жизни [9,с.218]. Именно интеллект преподавателей, их педагогическое мастерство во многом определяют и качество обучения, и мотивацию к изучению дисциплины со стороны обучаемых. Преподаватели являются не только носителями знаний, но и культуры той страны, где обучаются иностранные граждане.

Авторами статья была разработана педагогическая технология обучения иностранных студентов дисциплинам геометро-графического цикла. В настоящее время она проходит апробацию внедрена в учебный процесс Санкт-Петербургского политехнического университета Петра

Великого и Военной Академии связи. Основаниями для разработки явились следующие положения:

- создание информационно-образовательной среды – вариативной, насыщенной, учитывающей психологические законы восприятия и переработки информации;
- дифференциация обучения по уровням сложности с возможностью для студента переходить с одного на другой в процессе обучения;
- создание вариативного методического обеспечения на основе когнитивно-стилевых особенностей и учебных стратегий личности;
- визуализация учебного материала с помощью современных электронных средств обучения;
- использование семиотических систем для возможности получения и отправления информации невербально (т.е. в графической и знаково-символической форме);
- методологическая осмысленность содержания учебной дисциплины и последовательность изложения учебного материала с учетом законов осмысления и усвоения новых знаний;
- демонстрация в пошаговом режиме многоходовых построений на компьютере с целью устойчивого запоминания и формирования инструментальных навыков выполнения графических работ.

Индикаторами оценивания учебно-познавательной деятельности иностранных студентов служили: самотестирование с применением графических тестов, контрольные работы, графические работы, суммарные результаты экзаменов и дифференцированных зачетов.

В результате педагогического мониторинга учебно-познавательной деятельности иностранных студентов, а также собственного педагогического опыта и анализа опыта коллег, авторы статьи пришли к выводу: качество обучения иностранных студентов напрямую зависит от выполнения следующих условий [8,10,11,13,15,16]:

1. Расширение коммуникативного пространства обучаемых при использовании содержательной составляющей графического характера.
2. Внедрение новых форм обучения, сочетающих все средства обучения на основе информационных технологий.
3. Использование потенциала визуальной информационной области, т.к. специфика обучения иностранных студентов предполагает использование максимального количества иллюстративного материала.
4. Преодоление языкового барьера с помощью языка графики (визуализация учебного материала, применение эффективных методов передачи графической информации и др.).
5. Разработка и внедрение вариативного методического обеспечения дисциплин геометро-графического цикла; основанного на

глубоком анализе психофизиологических особенностей восприятия и усвоения информации человеком.

6. Разработка и внедрение моно- и полилингвальных глоссариев по дисциплине.

Разработка методических материалов

Авторами статьи разработаны геометро–графические задания для иностранных студентов полуавтономной и смешанной групп по дисциплинам «Начертательная геометрия», «Начертательная геометрия и компьютерная графика». Это альбом практических заданий по начертательной геометрии (15 вариантов, каждый из которых содержит 8 задач по различным темам курса) [6]; карточки-эпюры с образцом выполнения [6,7]; основная терминология курса по начертательной геометрии с иллюстрациями; краткий словарь терминов по начертательной геометрии на английском языке; варианты заданий по инженерной графике с методическими рекомендациями и образцами выполнения, задания по теме «Разъемные соединения» и др.

В качестве иллюстраций методических разработок мы приводим образцы заданий и примеры выполненных работ по темам «Построение недостающих проекций группы геометрических тел» (рис.1,2), «Построение многогранника» (рис.3,4), «Проекционное черчение» (рис.5,6).

Заключение

Сегодня перед кафедрами графики стоит важная задача внедрения информационных технологий в процесс обучения иностранных учащихся. Глобальная информационная система, став необходимым компонентом в системе образования, предъявляет новые требования как к самому процессу обучения, так и к преподавателю. В первую очередь – это повышение профессиональной компетентности, постоянное творческое самосовершенствование, непрерывность образования.

Комплексное использование в процессе обучения современных электронных средств, с их высокой скоростью генерации изображений, дает синергетический эффект в геометро-графической подготовке [5,8].

Дидактический потенциал обучения на базе комплексного применения современных педагогических технологий и вариативного методического обеспечения дисциплины позволяет создать образовательную среду [3], которая улучшает качество обучения и повышает интенсивность процесса обучения иностранных студентов.

Задание «Построение недостающих проекций группы геометрических тел»

Содержания задания: По заданной горизонтальной проекции (вид сверху) и прямоугольной изометрии (рис.1) построить недостающие проекции группы геометрических тел: Цилиндр $\varnothing 80\text{мм}$, $h=20\text{мм}$, Пирамида $\varnothing 60\text{мм}$, $h=100\text{мм}$. Эпюр выполняется на формате А3 (рис.2).

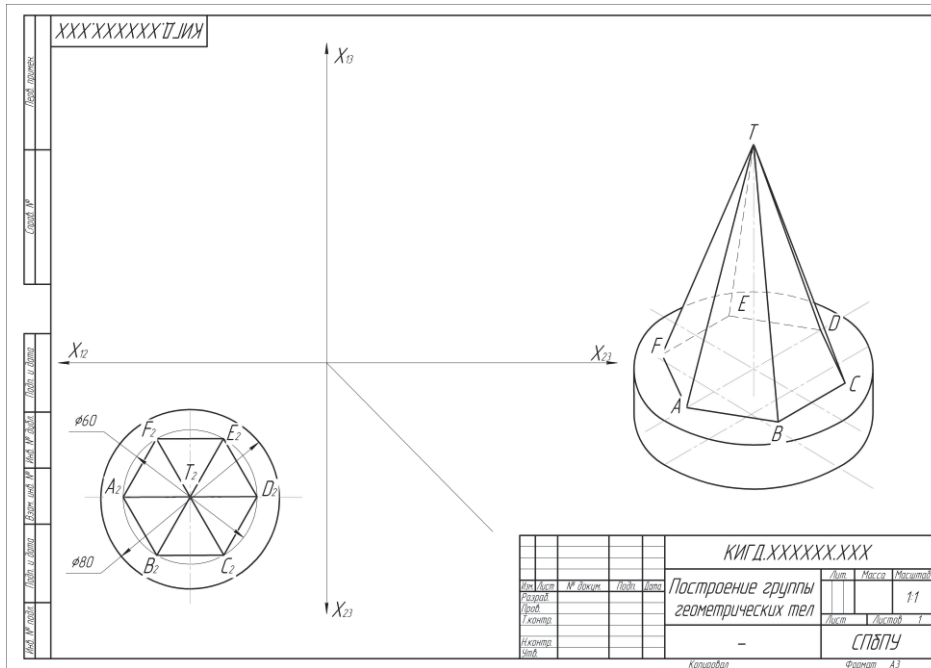


Рис.1

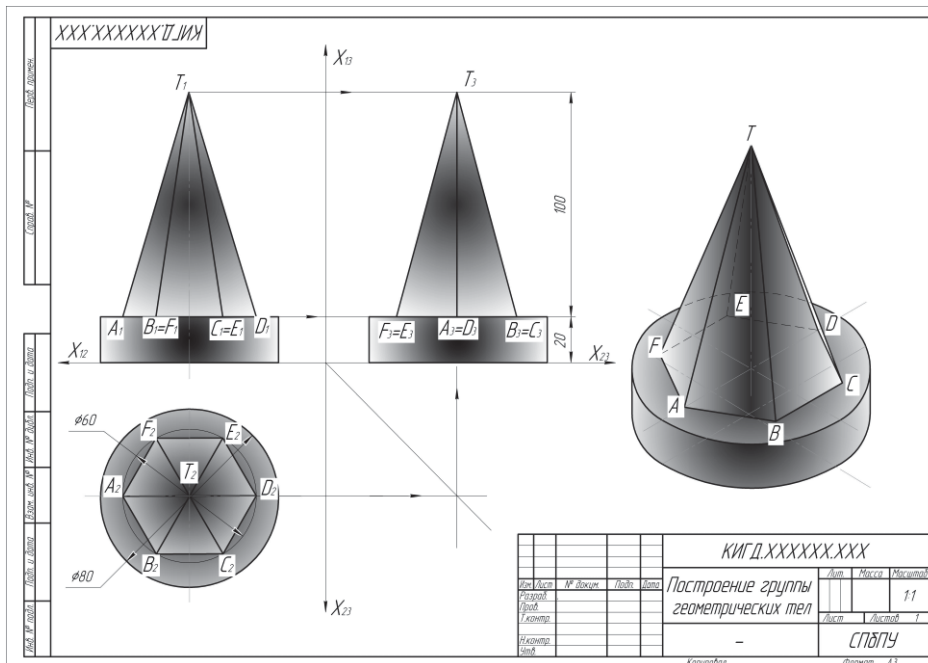


Рис.2 Образец выполнения задания
«Построение недостающих проекций группы геометрических тел»

Задание «Построение многогранника»

Содержания задания:

1. По двум заданным проекциям (фронтальной и профильной) (рис.3) построить горизонтальную проекцию (вид сверху).
 2. Построить аксонометрию (прямоугольную изометрию).
 3. Проставить размеры.
- Эпюр выполняется на формате А3 (рис.4).

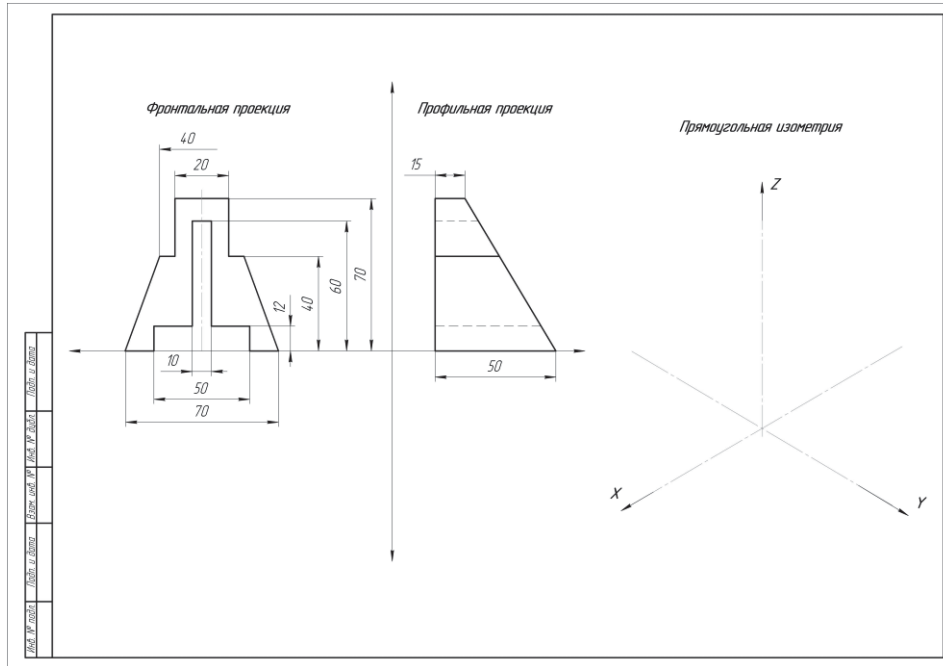


Рис.3

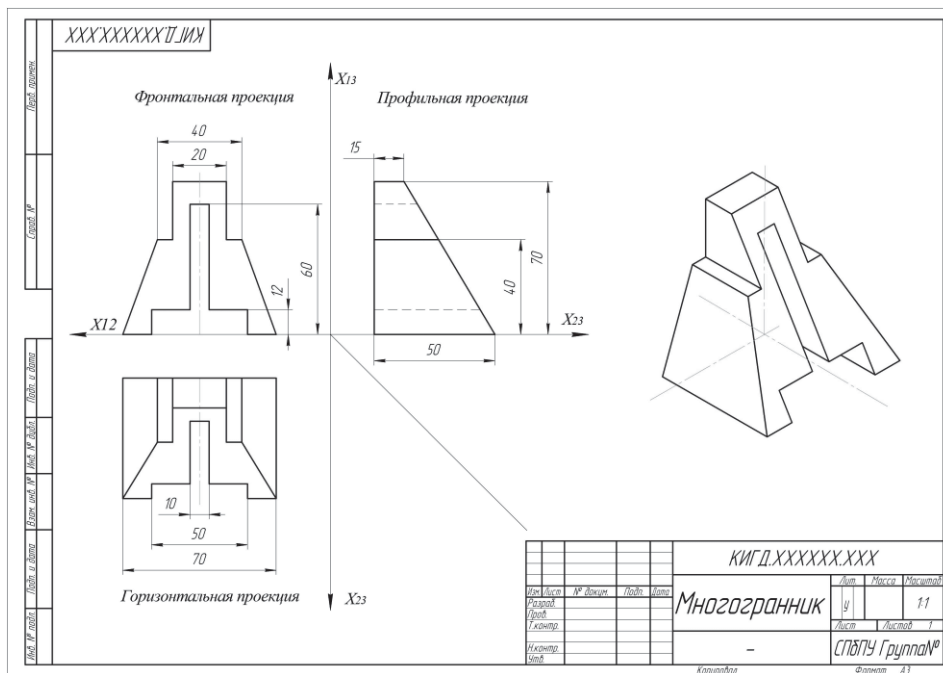


Рис. 4 Образец выполнения задания «Построение многогранника»

Задание «Проекционное черчение»

Деталь: Крышка
Материал: СЧ18 ГОСТ14-12-85

По заданной аксонометрической проекции детали построить:

1. Главный вид детали в соединении с фронтальным разрезом;
2. Вид сверху;
3. Вид слева в соединении с профильным разрезом.
4. Проставить размеры по правилам, установленным ГОСТ 2.307-68.

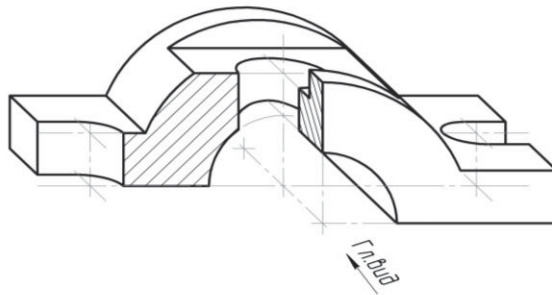


Рис.5 Карточка-задание «Проекционное черчение»

Лист № 001
 Группа № 1
 Дата
 Имя Фамилия

КИГД.ХХХХХХ.001

КИГД.ХХХХХХ.001					
Имя	Лист	№ детали	Год	Дата	Крышка
Резерв					СЧ18 ГОСТ14-12-85
Проф.					СПбГПУ
Инж. центр					Группа №
Учб.					1:1
					Лист 1
					Листов 1
Копировал					Формат А3

Рис.6 Образец выполнения задания «Проекционное черчение»

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдеева, И.Б. Рассуждение об аутентичности в методике обучения иностранных учащихся инженерного профиля / И.Б. Авдеева, Т.В. Васильева, Г.М. Левина // Мир русского слова. – 2001. – №4. – С. 55-62.
2. Аносова Н.Э. Усвоение новой иноязычной лексики.//Научно-технические ведомости СПбГПУ. - СПб., 2008. № 5(66). С.141-146.
3. Афанасьева И.Б. Учет когнитивно-стилевых особенностей студентов в обучении //Известия РГПУ им.А.И.Герцена № 105: научный журнал. – СПб., 2009. № 105, С.60-65.
4. Афанасьева И.Б. Формирование интеллектуальных умений в обучении.//Научно-технические ведомости СПбГПУ: научный журнал, серия «Наука и образование» /СПбГПУ.-СПб. 2010.№4 (110).С.349-356.
5. Афанасьева И.Б., Князева Е.В. Современные электронные средства представления графической информации в учебном процессе. //Современное машиностроение. Наука и образование : материалы 5-ой Международной научно-практической конференции, 28 - 30 июня 2016 года / Союз машиностроителей России; Межрегиональный союз научных, инженерных общественных объединений; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; [под ред. :М.М. Радкевича и А.Н.Евграфова]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.
6. Князева Е.В. Начертательная геометрия курс для студентов заочного отделения ИЭиТС. Санкт-Петербург, СПбГПУ: 2014- Режим доступа: <http://www.czo-ipts.spbstu.ru>
7. Князева Е.В. Компьютерная графика. Курс дистанционного обучения для студентов заочного отделения ИММиТ, Санкт-Петербург, СПбГПУ: 2016. Режим доступа: immet-dist.spbstu.ru
8. Н.Ю.Малькова, И.Л.Шишковская. Графическая подготовка иностранных студентов в техническом университете.// Ползуновский альманах. №2. 2015. С.131-132.
9. Основы педагогического мастерства/Под ред.И.А.Зязюна – М. , 1989. - С.218.
10. Современное образование: содержание, технологии, качество. Материалы XXII международной научно-методической конференции. СПбГЭТУ (ЛЭТИ), 2016. Т.2 – СПб: СПбГЭТУ (ЛЭТИ), 2016.
11. Современное образование: содержание, технологии, качество. Материалы XXIII международной научно-методической конференции. СПбГЭТУ (ЛЭТИ), 2017. Т.2 – СПб: СПбГЭТУ (ЛЭТИ), 2017.
12. Фокин Ю.Г. Психодидактика высшей школы: психолого-дидактические основы преподавания. – М: Изд-во МГТУ

- им.Н.Э.Баумана, 2000. 424 с. (Серия «Педагогика в техническом университете»).
13. Хвалина Е.А. Оценка качества знаний иностранных студентов по инженерной графике//Личность, семья и общество: вопросы педагогики и психологии: сб.ст. по матер.ХХII междунар.научн.-практ.конф. №9(32). – Новосибирск:СибАК, 2013.
 14. Хуторской А.В. Современная дидактика.. СПб.: Питер, 2001. 544 с.
 15. Press I. Systematic approach to the creation of training and methodological support of educational process in a technical university: theory and practice. //World Applied Sciences Journal 27 (7), 2013, pp.835-839.
 16. Press I. High school lecture during an era of changes: traditions and innovations. //European Applied Sciences, November-December, 2012, 1(2). pp.186-188.

I.B.Afanasyeva, E.V.Knyazeva

FOREIGN STUDENTS TEACHING IN GRAPHICS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper describes the points of foreign students teaching in geometry and graphics in technical universities. There are considered the application of pedagogical technology, modern electronic tools and variability methodic system software in educational process.

Key words: pedagogical technology, modern electronic tools, variability methodic system software, graphics, foreign students

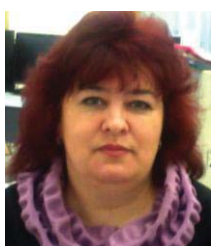
REFERENCES

- [1] Avdeeva I.B. Rassuzhdenie ob autentichnosti v metodike obucheniya inostrannyih uchaschihsya inzhenernogo profilya / I.B. Avdeeva, T.V. Vasileva, G.M. Levina // Mir russkogo slova. – 2001. – №4. – S. 55-62.
- [2] Anosova N.E. Usvoenie novoy inoyazyichnoy leksiki.//Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. - SPb., 2008. № 5(66). S.141-146.
- [3] Afanaseva I.B. Uchet kognitivno-stilevyih osobennostey studentov v obuchenii //Izvestiya RGPU im.A.I.Gertsena № 105: nauchnyiy zhurnal. – SPb., 2009. № 105, S.60-65.
- [4] Afanaseva I.B. Formirovanie intellektualnyih umeniy v obuchenii.//Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU: nauchnyiy zhurnal, seriya «Nauka i obrazovanie» /SpbGPU.-SPb. 2010.№4 (110).S.349-356.

- [5] Afanaseva I.B., Knyazeva E.V. Sovremennyye elektronnyye sredstva predstavleniya graficheskoy informatsii v uchebnom protsesse. //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie : materialy 5-oy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, 28 - 30 iyunya 2016 goda / Soyuz mashinostroiteley Rossii; Mezhhregionalnyy soyuz nauchnykh, inzhenernykh obschestvennykh ob'edineniy; Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy politehnicheskiy universitet; [pod red. :M.M. Radkevicha i A.N.Evgrafova]. – SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, 2016.
- [6] Knyazeva E.V. Nachertatel'naya geometriya kurs dlya studentov zaochnogo otdeleniya IEiTS. Sankt-Peterburg, SPbGPU: 2014- Rezhim dostupa: <http://www.czo-ipts.spbstu.ru>
- [7] Knyazeva E.V. Kompyuternaya grafika. Kurs distantsionnogo obucheniya dlya studentov zaochnogo otdeleniya IMMiT, Sankt-Peterburg, SPbGPU: 2016. Rezhim dostupa: immet-dist.spbstu.ru
- [8] N.Yu.Malkova, I.L.Shishkovskaya. Graficheskaya podgotovka inostrannykh studentov v tehničeskoy universitete.// Polzunovskiy almanah. №2. 2015. S.131-132.
- [9] Osnovy pedagogicheskogo masterstva/Pod red.I.A.Zyazyuna – M. , 1989. - S.218.
- [10] Sovremennoe obrazovanie: sodержanie, tehnologii, kachestvo. Materialy HHP mezhdunarodnoy nauchno-metodicheskoy konferentsii. SPbGETU (LETI), 2016. T.2 – SPb: SPbGETU (LETI), 2016.
- [11] Sovremennoe obrazovanie: sodержanie, tehnologii, kachestvo. Materialy HHS mezhdunarodnoy nauchno-metodicheskoy konferentsii. SPbGETU (LETI), 2017. T.2 – SPb: SPbGETU (LETI), 2017.
- [12] Fokin Yu.G. Psihodidaktika vysshey shkoly: psihologo-didakticheskie osnovy prepodavaniya. – M: Izd-vo MGTU im.N.E.Baumana, 2000. 424 s. (Seriya «Pedagogika v tehničeskoy universitete»).
- [13] Hvalina E.A. Otsenka kachestva znaniy inostrannykh studentov po inzhenernoy grafike//Lichnost, semya i obschestvo: voprosy pedagogiki i psihologii: sb.st. po mater.HHP mezhdunar.nauchn.-prakt.konf. №9(32). – Novosibirsk:SibAK, 2013.
- [14] Hutorskiy A.V. Sovremennaya didaktika.. SPb.: Piter, 2001. 544 s.
- [15] Press I. Systematic approach to the creation of training and methodological support of educational process in a technical university: theory and practice. //World Applied Sciences Journal 27 (7), 2013, pp.835-839.
- [16] Press I. High school lecture during an era of changes: traditions and innovations. //European Applied Sciences, November-December, 2012, 1(2). pp.186-188.

И.Б.Афанасьева¹, И.А.Матвеев², О.В.Меркулова³

ПЕДАГОГИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ОБУЧЕНИЯ



¹Афанасьева Ирина Борисовна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: afanaseva.mmf@mail.ru



²Матвеев Игорь Александрович, к.т.н., доцент, доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7243, E-mail: matvia@mail.ru



³Меркулова Ольга Васильевна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
195251, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7514, E-mail: ovm170360@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрена совокупность педагогических условий для управления процессом обучения. Показано применение когнитивного, алгоритмического подходов к обучению и системы вариативного дидактического обеспечения для актуализации интеллектуальных возможностей обучаемых в учебно-познавательной деятельности.

Ключевые слова: управление, педагогический процесс, совокупность педагогических условий, подход к обучению, система вариативного дидактического обеспечения, учебно-познавательная деятельность

В результате изменения стратегических ориентиров развития российской системы образования происходит изменение учебных и воспитательных целей образования - переход от «знаниевой» парадигмы к «компетентностной», которая призвана обеспечить условия для формирования профессионально-активной личности, обладающей целостной системой знаний и практико-ориентированных методов в своей области деятельности.

Перед высшей школой стоит задача подготовки специалистов, способных к внедрению новейших технологий в проектную и практическую деятельность. В образовательных стандартах высшего профессионального образования определен круг задач, к решению которых должен быть готов выпускник вуза. В области инженерной деятельности в их число относятся проектировочные, технологические, исследовательские задачи, в процессе решения которых широко используются графические средства (чертежи, рисунки, схемы и т.п.). Также становятся необходимыми самоактуализация, развитие регулятивных, прогностических, рефлексивных, оценочных и аналитических способностей в профессиональной и личной жизни молодого человека. Выпускнику вуза необходимо стать активным субъектом профессиональной деятельности, способным самостоятельно определять стратегию, тактику и характер действий, а также принимать на себя ответственность за результат.

Согласно современным педагогическим тенденциям целью образовательного процесса является наращивание интеллектуальных ресурсов личности средствами учебных дисциплин. Следовательно, образование наряду с *познавательной функцией* (передачей системы научных знаний, методов научного познания и способов деятельности) должно реализовывать *психологическую функцию* (создание условий для наращивания интеллектуальных ресурсов личности с учетом психологических возможностей обучаемого).

В педагогике выделяют т.н. «сквозные» отрасли содержания ВПО – «это последовательно развивающиеся во времени отрасли, которые, говоря образно, пронизывают все этапы образования» [9, с.29]. К данным отраслям относят общее, специальное и политехническое образование, содержание которого заложено в общетехнических дисциплинах общепрофессионального цикла. В.С.Леднев считает, что к числу «сквозных» можно отнести дисциплины, связанные с формированием интеллектуальных и творческих качеств личности (в т.ч. учебное проектирование, исследовательские работы и пр.).

Также «сквозными» могут быть компоненты образования, связанные с «формированием важных свойств личности, соответствующих наиболее общим элементам структуры деятельности» [9, с.33]. На основе важных

своих личностных и формируются интеллектуальные, коммуникативные и профессиональные компетенции, с характерной для них рефлексивно-аксиологической составляющей. В структуре ВПО дисциплины геометрического и проектно-конструкторского цикла могут рассматриваться как «сквозные», что определяет интегративные возможности содержания дисциплин и позволяет рассматривать их как средства управления процессом обучения.

Проанализировав современные исследования в области педагогики и психологии, а также собственный педагогический опыт, мы пришли к выводу, что построение учебного процесса будет целесообразным и эффективным при выполнении следующих педагогических требований:

- управление педагогическим процессом средствами учебных дисциплин;
- создание условий для актуализации интеллектуального потенциала студентов.

Управление педагогическим процессом средствами учебных дисциплин

Теоретические проблемы управления познавательной деятельностью с психологических позиций разработаны в теории П.А.Гальперина, Н.Ф.Талызиной о поэтапном формировании умственных действий учащихся.

Современные тенденции в образовании подразумевают внедрение инновационных технологий, методов и форм обучения, ориентированных на субъект-субъектное взаимодействие в учебном процессе [1,12].

В инженерно-техническом образовании основным средством обучения являются задачи различного характера. В результате анализа учебных дисциплин с учетом их специфики мы разработали систему вариативного дидактического обеспечения дисциплины. Данная система включает в себя специальные учебные и прикладные задачи, которые являются синтезом известных классификаций задач по Л.М.Фридману (предварительные, дидактические, познавательные, развивающие, прикладные) и по Л.Н.Ланде (алгоритмические, полуалгоритмические, эвристические, полуэвристические) [8,13]. Для внедрения дидактического обеспечения в учебный процесс мы разработали средства, с помощью которых осуществляется обучение их решению (интеграция таких подходов к обучению как алгоритмический, задачный, деятельностный и т.п., а также соответствующие группе задач приемы) [1].

Одним из основных средств обучения решению задач является алгоритмический подход – обучение общему методу решения задач определенного класса посредством использования предписаний (алгоритмов) определенных типов в качестве моделей. В рамках вариативной системы алгоритмический подход мы применяем:

- для обучения различным способам переработки информации, реализуя моделирующую функцию предписаний;
- как средство передачи управляющих функций преподавателя в руки самих студентов, реализуя управляющую функцию предписаний;
- как один из способов представления информации, реализуя право студента на выбор в соответствии со своими интеллектуальными предпочтениями.

В современной психолого-педагогической литературе существуют различные подходы к определению понятия «алгоритм» [8,11,13]. Под ним понимают систематизированный перечень тщательно дозированных и отобранных тем, связанных между собой и с соответствующими разделами других курсов определенной логической связью (В.А.Далингер, В.М.Монахов и др.). В обучении графическим дисциплинам мы рассматриваем алгоритм как систему изложения учебного материала, которая позволяет изучать его более эффективно.

Совокупность знаний, умений, навыков работы с алгоритмами формируется при изучении математики, начертательной геометрии, инженерной графики, информатики [6,10,11,12]. Этим дисциплинам принадлежит ведущая роль в развитии алгоритмического мышления, формировании готовности эффективно действовать по заданному алгоритму и конструировать новые алгоритмы.

В процессе обучения дисциплинам проектно-конструкторского цикла необходимо решить сложную проблему оптимального соотношения алгоритмического и эвристического подходов к обучению. Алгоритмическая направленность обучения в данном случае выступает как мощный дидактический фактор. С точки зрения дидактики очень важно такое функциональное свойство алгоритмов и алгоритмических предписаний как средство управления мыслительной деятельностью учащихся (Л.Н.Ланда, Е.И.Машбиц, Н.Ф.Талызина). Творческие, исследовательские задания предоставляют студентам широкие возможности для самостоятельной поисковой работы при поддерживающей роли преподавателя. Педагогическое управление на этапе становится неярким, но при этом не теряет своей функциональности.

В ходе выполнения расчетно-графических, прикладных и исследовательских работ и т.п. систематически и последовательно формируются такие профессионально-значимые качества личности, как способность к планированию собственной деятельности, к поиску информации и рациональных путей решения проблемы, способность к рефлексивной деятельности и критической оценке полученных результатов.

Как было отмечено выше, для управления учебно-познавательным процессом мы применяем систему вариативных заданий различной направленности и разных типов [3,4]. Рассмотрим некоторые из них.

Задания на восприятие внешней информации или ее репродукции (записи, изображения, повторения) предусматривают реакции обучаемых на нее, приводят к чисто механическому запоминанию.

Задания на анализ предусматривают преобразование студентами воспринятой информации, приводят к логическому запоминанию и осознанному применению умений и навыков.

Задания на конкретизацию и синтез предусматривают применение студентами изученных положений в новых условиях.

Задания на обобщение, выявление закономерностей предусматривают решение задач различных классов и приводят к систематизированному запоминанию, тем самым обогащая метакогнитивный опыт личности.

Задания на классификацию предусматривают реферирование источников, составление обзоров и т.п., также ведут к расширению границ личностного опыта.

При изучении дисциплин проектно-конструкторского и геометро-графического циклов студенты опираются на вспомогательные семиотические системы: эюры, чертежи, схемы и другие графические изображения, которые облегчают понимание, поскольку обращены к индивидуально-типологическим особенностям обучаемых. Студенты технических вузов в этом вопросе всегда имеют преимущество, т.к. они в любой момент имеют возможность получить и дать ответы невербально (графически).

Наличие элемента трудности является одним из важнейших факторов развития интеллектуальных умений при рациональном управлении учебно-познавательной деятельностью студентов. При этом, по мнению психологов, задачи не должны быть очень трудными, поскольку это снижает интерес к учебе и приводит к чувству интеллектуальной несостоятельности. Точно также слишком легкие задачи ведут к утрате интереса. И то, и другое отрицательно влияет на процесс обучения.

С целью управления педагогическим процессом считаем необходимым:

- обосновывать значимость дисциплин геометро-графического и проектно-конструкторского циклов как профессионально-обусловленного норматива, позволяющего осуществить систематизацию понятий, их взаимосвязей и последовательности изложения, а также обеспечить информационно-графическую грамотность студентов;

- рассматривать логическую взаимосвязь дисциплин с другими изучаемыми курсами с позиций целостного, многоуровневого процесса, системно развивающего фундаментальные знания и профессионально-значимые умения по мере обогащения познавательных возможностей и формирования графической культуры.

По нашему мнению, перечисленные средства позволяют преподавателю организовать управление познавательной деятельностью студентов на всех этапах учебного познания.

Создание условий для актуализации интеллектуального потенциала студентов

Актуализация интеллектуальных возможностей обучаемых возможна в педагогическом процессе: *целостном* по своему содержанию, организационным формам и методам; *структурированном* с учетом специфики не только собственно дисциплин, но и психологических закономерностей формирования интеллектуальных умений, развития логического и образного мышления, усвоения знаний, умений, навыков и т.п.

Методические приемы для выполнений поставленной задачи лежат в области организации образовательной среды - насыщенной, вариативной, ориентированной на различные познавательные склонности и стили [1,4]. Это означает, что субъекты с разными стилями учения и разными познавательными стилями должны иметь возможность выбирать линию обучения, соответствующую их стилевым особенностям [15,16]. При этом обязательным условием становится индивидуализация обучения путем внедрения личностно-ориентированных, когнитивных технологий обучения и реализации вариативной обогащающей образовательной программы.

Таким образом, современный преподаватель вуза должен уметь работать одновременно с разными студентами (с разным исходным уровнем готовности к обучению, обученности, разным складом ума, разным отношением к учебе), выстраивая особую линию обучения для конкретного учащегося с учетом его индивидуальных психологических особенностей.

Технологию обучения можно определить как проектирование совокупности операций, которые выполняются однозначно, с целью получения продукта, обладающего заданными свойствами.

В качестве внешнего образовательного продукта мы рассматриваем практическое выполнение учебных задач; в качестве внутреннего образовательного продукта – интеллектуальное приращение каждого учащегося, формирование персонального познавательного стиля личности в процессе обучения. Существенное свойство технологии – это повторяемость и воспроизводимость процесса получения продукта.

В данном контексте мы рассматриваем личностно-ориентированную технологию обучения как интегративную систему, включающую в себя совокупность методов и средств обучения, ориентированных на эффективные алгоритмы получения и преобразования информации,

освоение которых направлено на оптимальное развитие познавательных способностей личности в сотрудничестве с другими участниками процесса учебной деятельности [16].

Для обогащения субъектного опыта студентам необходимо предоставить возможность выбора всех компонентов учебно-познавательной деятельности, в том числе построения индивидуальной образовательной траектории - *персонального пути реализации личностного потенциала* каждого учащегося в образовании [16].

Проблема индивидуализации обучения в рамках обогащающей образовательной среды требует специального конструирования учебного материала, проектирования технологий обучения, разработки индивидуальных заданий и др.

Индивидуализация обучения средствами специально подобранных задач предполагает:

– учет индивидуальных интеллектуальных особенностей учащихся с последующей адаптацией к ним учебного процесса (в том числе учет индивидуальных познавательных склонностей, предпочитаемых способов познания, избирательности в изучении тех или иных тем, выборе форм контроля и т.д.);

– оказание каждому студенту индивидуализированной педагогической помощи с целью развития его исходных психологических возможностей (в том числе использование разных форм представления учебной информации для учащихся с разным складом ума; текущая учебная диагностика уровня обученности; формирование навыков самообучения и т.д.).

Элективная дифференциация обучения реализуется нами в виде построения индивидуальных образовательных траекторий в пределах блока изучаемой дисциплины: предъявляемый учебный материал является разноуровневым (с возможностью для студента переходить с одного уровня на другой), ориентированным на различные познавательные стили, учебные стратегии, на индивидуально-своеобразные способы восприятия и переработки учебной информации.

Педагогическая поддержка и индивидуализированная помощь преподавателя выражается в определении целеполагания, задач обучения, приведении методов преподавания в соответствие с когнитивно-стилевыми характеристиками личности, что помогает избежать трудностей в обучении при «конфликте стилей», выявить и преодолеть проблемы в интеллектуальной деятельности.

Оценить уровень актуализации интеллектуальных возможностей студентов в обучении возможно, если использовать специально структурированные учебные задания проблемно-познавательного характера.

С целью повышения уровня метакогнитивной осведомленности (знания о собственных интеллектуальных возможностях) в учебный процесс мы включаем общие сведения: об устройстве научных знаний, об особенностях разных методов познаний, об определенном проявлении интеллектуальной деятельности.

Актуализация интеллектуального потенциала студента предполагает не только усвоение знаний «о том, что» или «о том, как», но и знаний «о том, какой Я». Знание собственных интеллектуальных возможностей является полезным инструментом для развития интеллектуальных сил личности. Мы предлагаем учащимся в процессе обучения различные мнемотехники, простейшие процедуры интеллектуальной самодиагностики и т.п. Предполагается, что и при проработке собственно геометрического материала проявления метакогнитивной осведомленности будут закрепляться и использоваться.

Созданию условий для развития у студентов метакогнитивной осведомленности могут способствовать задания, которые знакомят учащихся с методами и основаниями математической, геометрической деятельности, правилами продуктивного мышления при решении проблем, а также дают возможность осуществить самооценку успешности в изучении дисциплины, оценить свои сильные и слабые интеллектуальные качества.

Разработанная система вариативного дидактического обеспечения дисциплины не только создает возможности для управления педагогическим процессом. Она также призвана развивать мобильность интеллектуального поведения обучаемых, поскольку одни элементы системы соответствуют основным когнитивным стилям студентов и служат основанием для обеспечения комфортного режима умственного труда, другие – не соответствуют, что и определяет развивающий характер задач. Внедрение в практику обучения указанной системы дидактического обеспечения адаптирует учебный процесс к индивидуально-типологическим особенностям студентов, тем самым позволяя эффективно управлять учебно-познавательным процессом [1,4].

Ниже приведены примеры решения двух задач на одну и ту же тему (построение линии, принадлежащей сферической поверхности). Задачи ориентированы на различные индивидуально-типологические особенности студентов.

На рис.1 представлена задача, соответствующая когнитивному стилю «импульсивность». В основе решения лежит операция синтеза, она обращена к ментальным репрезентациям (динамическим и статическим) геометрического образа. Ее решение предполагает минимум графических построений, время решения ограничено. В силу этих условий она представляет трудность для рефлексивных учащихся. При этом наличие элемента трудности является одним из важнейших факторов развития

интеллектуальных умений при рациональном управлении учебно-познавательной деятельностью студентов. Решение подобных задач также предполагает развитие таких умений, как умение делать выбор в условиях ограниченного времени и множества альтернатив.

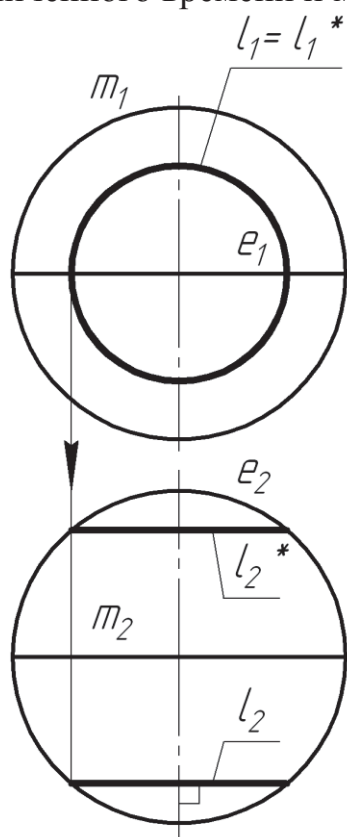


Рис.1

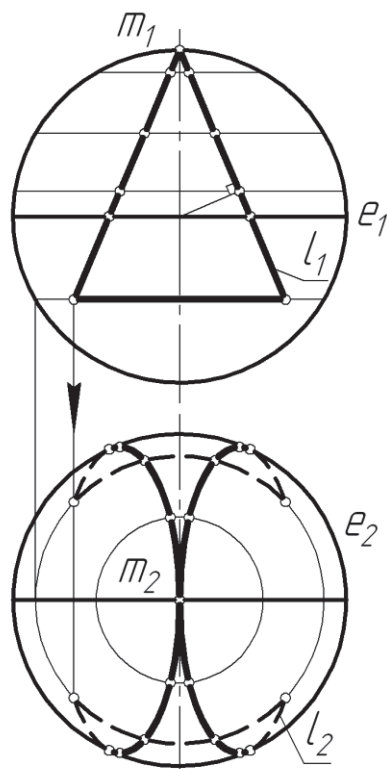


Рис.2

На рис.2. приведена задача, адекватная когнитивному стилю «рефлексивность». Ее решение подразумевает анализ (выведение следствий из требований задачи), сосредоточенность на построении алгоритмической части определителя, тщательность при выведении результата. Спрогнозировать результат построения студенты еще не могут, так как им не хватает объема знаний и достаточного уровня развития пространственных представлений. Для представителей стиля «импульсивность» задача представляет трудность, поскольку для ее решения им приходится делать над собой усилие - работать в нехарактерных для них условиях (детальная проработка построений и невозможность представить конечный результат). Именно это и определяет развивающий, когнитивный аспект задачи.

Учет психологических закономерностей процесса образования понятий в обучении мы реализуем посредством специального конструирования учебной информации: каждое задание своим психологическим адресатом имеет определенные компоненты понятийного мышления. Здесь стоит отметить различную степень

интеграции и взаимного пересечения всех заданий в психологическом плане.

1. Задания на формирование способности переводу информации с языка знаково-символического на язык образов, моделей, схем в результате одновременной работы двух основных субъективных систем восприятия и переработки информации – знаковой и визуальной.

2. Задания на выделение признаков понятия, ориентирующие студента на выявление их множества, их дифференциацию, соотнесение по значимости и обобщенности, систематизацию.

3. Задания на развитие основных мыслительных операций таких, как анализ, синтез и обобщение, сравнение, конкретизация и абстрагирование, которые существенно расширяют субъективное пространство осмысления содержания изучаемых понятий (по Ж. Пиаже).

4. Задания на подключение индивидуального опыта учащихся. Взаимодействие субъективного опыта и научного знания приводит к появлению «личностного знания» (по Дж. Брунеру).

Процессу актуализации и развития познавательного опыта студента, способствуют задания, позволяющие выстраивать субъективный образ содержания понятия. В данном процессе, согласно М.А.Холодной, можно выделить следующие основные фазы: мотивация, категоризация, обогащение, перенос, свертывание [15].

Профессионально-важным умением для будущего инженера также является умение сворачивать и разворачивать информацию, представленную невербально (графически).

Успешность обучения и формирования личностных качеств студентов зависит от уровня организации их учебно-познавательной деятельности. Можно отметить, что специфические черты геометро-графических дисциплин определяют их особое положение в ряду базисных направлений развития личности. Учет психологических особенностей учащихся и закономерностей их развития может качественно обогатить методику обучения и позволить более правильно и в короткие сроки решить различные практические задачи [1].

В результате анализа теоретической, научно-методической и психолого-педагогической литературы, а также на основании собственного педагогического опыта, мы пришли к следующему выводу: для эффективного управления процессом обучения необходимо обеспечить следующие педагогические условия:

1) многоуровневость содержания учебной деятельности: разные аспекты учебной информации должны быть ориентированы на различные типы познавательного опыта учащихся, а также на различные компоненты в структуре познавательного опыта каждого студента [1,2,7];

2) применение личностно-ориентированных технологий обучения, учитывающих когнитивно-стилевые особенности учащихся и психологические закономерности их развития [1,2,7,12,14];

3) разработка и применение системы вариативного дидактического обеспечения, реализующей поставленную задачу средствами учебных дисциплин [1,2,3,];

4) вариативность и насыщенность предлагаемой учебной информации, формы ее предъявления которой должны иметь четкую направленность на определенные модальности ментального опыта личности [1,7,12,14];

4) в условиях ФГОС ВПО, при сокращении часов на изучение дисциплин, считаем крайне важной интенсификацию обучения как инновационными, так и традиционными средствами [4,5,15].

В качестве заключения отметим, что обеспечение совокупности педагогических условий, позволяющих эффективно управлять процессом обучения, является основанием для повышения качества образования, базисом для формирования необходимых профессионально-значимых умений будущего специалиста.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афанасьева И.Б. Учет когнитивно-стилевых особенностей студентов в обучении //Известия РГПУ им.А.И.Герцена № 105: научный журнал. – СПб., 2009. № 105, С.60-65.
2. Афанасьева И.Б. Формирование интеллектуальных умений в обучении.//Научно-технические ведомости СПбГПУ: научный журнал, серия «Наука и образование» /СПбГПУ.-СПб. 2010.№4 (110).С.349-356.
3. Афанасьева И.Б.. Кокорин М.С. Формирование интеллектуальных умений учащихся в практике преподавания курса геометрического моделирования /И.Б.Афанасьева, М.С.Кокорин //Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-ей Международной научно-практической конференции, 14 - 15 июня 2014 года / Союз машиностроителей России; Межрегиональный союз научных, инженерных общественных объединений; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; [под ред. :М.М. Радкевича и А.Н.Евграфова] .— СПб. Изд-во Политехн.ун-та, 2014.
4. Афанасьева И.Б. К вопросу об организации обучения графической дисциплине. /И.Б.Афанасьева, Н.Ю.Видинеева, Т.А.Гусева, Е.В.Князева//Современное образование: содержание, технологии,

- качество: Материалы XX1 Международной научно-практической конференции. Т.2. СПбГЭТУ(ЛЭТИ). - СПб: СПбГЭТУ, 2015.
5. Афанасьева И.Б., Князева Е.В. Современные электронные средства представления графической информации в учебном процессе. //Современное машиностроение. Наука и образование : материалы 5-ой Международной научно-практической конференции, 28 - 30 июня 2016 года / Союз машиностроителей России; Межрегиональный союз научных, инженерных общественных объединений; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; [под ред. :М.М. Радкевича и А.Н.Евграфова]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.
 6. Гусев В.А. Психолого-педагогические основы обучения математике. – М.: Изд-во «Вербум», Изд.центр «Академия», 2003. 267 с.
 7. Дружинин В.Н.. Психология общих способностей [Текст]. – СПб.: Питер, 2000. 368 с.
 8. Ланда Л.Н. Алгоритмизация в обучении. – М.: Просвещение, 1966. 522 с.
 9. Леднев В.С. Содержание образования: сущность, структура, перспективы – 2-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1991. 224 с.
 10. Покровская М.В. Инженерная графика: панорамный взгляд (научно-педагогическое исследование). М.: Изд-во: Исследовательский центр проблем качества подготовки специалистов, 1999. 137 с.
 11. Применение алгоритмов в качестве средства управления познавательной деятельностью учащихся// Под ред. Б.В.Ершова, Б.Н.Пузанова. - М: Педагогика, 1972. 118 с.
 12. Фокин Ю.Г. Психодидактика высшей школы: психолого-дидактические основы преподавания. – М: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2000. 424 с. (Серия «Педагогика в техническом университете»).
 13. Фридман Л.Н. Теоретические основы обучения математике: Пособие для учителей, методистов и пед.вузов.– М.: МПСИ; Флинта, 1998. 224 с.
 14. Холодная М.А. Психология интеллекта. Парадоксы исследований. - СПб.: Питер, 2002. 272 с.
 15. Хуторской А.В. Современная дидактика. СПб.: Питер, 2001. 544 с.

I.B.Afanasyeva, I.A.Matveev, O.V.Merkulova

SET OF PEDAGOGICAL CONDITION TO MANAGE TEACHING

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper describes a set of pedagogical condition to manage of teaching. There are considered the application of cognitive, algorithmic approaches to learning and variability didactic system software in order to actualization students' intellectual possibilities in educational activity.

Key words: management, educational process, set of pedagogical condition, approach to learning, variability didactic system software, educational activity

REFERENCES

- [1] Afanas'eva I.B. Uchet kognitivno-stilevyh osobennostej studentov v obuchenii //Izvestiya RGPU im.A.I.Gercena № 105: nauchnyj zhurnal. – SPb., 2009. № 105, Pp.60-65.
- [2] Afanas'eva I.B. Formirovanie intellektual'nyh umenij v obuchenii.//Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU: nauchnyj zhurnal, seriya «Nauka i obrazovanie» /SpbGPU.-SPb. 2010.№4 (110).Pp.349-356.
- [3] Afanas'eva I.B.. Kokorin M.S. Formirovanie intellektual'nyh umenij uchashchihsya v praktike prepodavaniya kursa geometricheskogo modelirovaniya /I.B.Afanas'eva, M.S.Kokorin //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie: materialy 4-ej Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, 14 - 15 iyunya 2014 goda / Soyuz mashinostroitelej Rossii; Mezhrefional'nyj soyuz nauchnyh, inzhenernyh obshchestvennyh ob"edinenij; Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj politekhnicheskij universitet; [pod red. :M.M. Radkevicha i A.N.Evgrafova] .— SPb. Izd-vo Politekhn.un-ta, 2014.
- [4] Afanas'eva I.B. K voprosu ob organizacii obucheniya graficheskoy discipline. /I.B.Afanas'eva, N.YU.Vidineeva, T.A.Guseva, E.V.Knyazeva//Sovremennoe obrazovanie: sodержanie, tekhnologii, kachestvo: Materialy HKH1 Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii.T.2. SPbGEHTU(LEHTI). - SPb: SPbGEHTU, 2015.
- [5] Afanas'eva I.B., Knyazeva E.V. Sovremennye ehlektronnye sredstva predstavleniya graficheskoy informacii v uchebnom processe. //Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie : materialy 5-oy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, 28 - 30 iyunya 2016 goda / Soyuz mashinostroitelej Rossii; Mezhrefional'nyj soyuz nauchnyh, inzhenernyh obshchestvennyh ob"edinenij; Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj politekhnicheskij universitet; [pod red. :M.M. Radkevicha i A.N.Evgrafova]. – SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016.
- [6] Gusev V.A. Psihologo-pedagogicheskie osnovy obucheniya matematike. – M.: Izd-vo «Verbum», Izd.centр «Akademiya», 2003. 267 p.

- [7] Druzhinin V.N. Psihologiya obshchih sposobnostej. – SPb.: Piter, 2000. 368 p.
- [8] Landa L.N. Algoritmizaciya v obuchenii. – M.: Prosveshchenie, 1966. 522 p.
- [9] Lednev V.S. Soderzhanie obrazovaniya: sushchnost', struktura, perspektivy . – 2-e izd., pererab. – M.: Vysshaya shkola, 1991. 224 p.
- [10] Pokrovskaya M.V. Inzhenernaya grafika: panoramnyj vzglyad (nauchno-pedagogicheskoe issledovanie). M.: Izd-vo: Issledovatel'skij centr problem kachestva podgotovki specialistov, 1999. 137 p.
- [11] Primenenie algoritmov v kachestve sredstva upravleniya poznavatel'noj deyatel'nost'yu uchashchihsya// Pod red. B.V.Ershova, B.N.Puzanova. - M: Pedagogika, 1972. 118 p.
- [12] Fokin YU.G. Psihodidaktika vysshej shkoly: psihologo-didakticheskie osnovy prepodavaniya. – M: Izd-vo MGTU im.N.EH.Baumana, 2000. 424 p. (Seriya «Pedagogika v tekhnicheskom universitete»).
- [13] Fridman L.N. Teoreticheskie osnovy obucheniya matematike: Posobie dlya uchitelej, metodistov i ped.vuzov.– M.: MPSI; Flinta, 1998. 224 p.
- [14] Holodnaya M.A. Psihologiya intellekta. Paradoksy issledovaniy. -SPb.: Piter, 2002. 272 p.
- [15] Hutorskoj A.V. Sovremennaya didaktika. SPb.: Piter, 2001. 544 p.

Н. Р. Варгасов¹, В. Н. Кудрявцев²

УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ ОБРАЗОВАНИЯ В ТЕХНИЧЕСКИХ УНИВЕРСИТЕТАХ



¹Николай Рафаилович Варгасов
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-93-02, nikolai.vargasov@gmail.ru



²Владимир Николаевич Кудрявцев
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-93-02, kudryavtsevn@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены концептуальные вопросы развития методов управления качеством образования в политехнических университетах. Проведен расширенный анализ применения серии стандартов ISO для управления качеством образования и сформированы основные стратегические цели вуза в области управления качеством, а также показана роль практики в формировании профессиональных знаний и умений студентов-машиностроителей.

Ключевые слова: качество, управление, образование, практика, университет.

Учебный процесс является одним из древнейших видов интеллектуальной деятельности человека, однако до настоящего времени, он является актуальным объектом для исследования. По-видимому, этим можно объяснить тот широкий спектр самых противоречивых высказываний о совершенствовании и повышении качества образования, научной организации процесса обучения, его надежности и устойчивости в меняющихся ситуациях. Одним из новомодных направлений современного реформирования высшей школы является подход, основанный на всеобщем управлении качеством с использованием стандартов ИСО 9000 [1].

Возраст европейского университета насчитывает более 900 лет. Создание светских университетов было обусловлено стремлением «независимых преподавателей» повысить качество образования. Так, в Болонье и Париже были созданы ассоциации преподавателей и студентов, которые были независимы от религиозных школ. Такие ассоциации и послужили основой для особой формы высшего образования, которые в средние века определили, как *studium generale*, в последствии она приняла вид университета [2].

Первым, кто обратил серьезное внимание на недостатки всей средневековой системы образования и университетского образования в частности, был Ян Амос Коменский. Исходя из идеи познаваемости мира, Коменский считал познаваемыми и все явления, связанные с педагогическим процессом, делая вывод о возможности управлять им. Тогда, по мнению Коменского, при меньшем числе преподавателей будет обучаться большее число студентов, образование станет утонченнее и будет доставлять удовольствие, к образованию будут допущены также те, кто одарен сравнительно слабыми способностями [3]. Таким образом, разработанная Коменским система образования позволила бы дать молодежи универсальное образование.

Ситуация меняется радикально в XVIII-XIX веках, когда появились все признаки научно-технической революции. В этот период в числе первоочередных государственных задач стали рассматриваться задачи продвижения науки, использования новых форм исследований, придание университетскому образованию академического характера. Принципиальная новизна классической идеи университета, сформулированная В. Гумбольдом, заключалась в сочетании фундаментальных исследований и обучения. Базовые принципы идеи университета сводились к следующему. Во-первых, он должен обладать относительной автономией. Во-вторых, исследование и обучения составляют основу высшего образования.

Именно на этих принципах в конце XIX-XX века интенсивно развивалась высшая техническая школа России. В эти годы было создано несколько политехнических институтов, которые по своей сути являлись техническими университетами. Многие из первых российских вузов

выросли из средних технических учебных заведений, готовивших производственных мастеров. Вместе с тем, общей традицией развития технического образования в России стала целенаправленное насыщение учебного процесса научным материалом, все более фундаментальным по своему содержанию. Актуальность неразрывной связи науки и практической подготовки можно проиллюстрировать цитатой из статьи одного из идеологов отечественного высшего технического образования профессора Санкт-Петербургского политехнического института В.Л. Кирпичева. «При быстром развитии техники, для того, чтобы быть инженером в настоящем смысле этого слова, оказывается совершенно недостаточным изучить на практике существующее производство. Лица, которые вполне хорошо знают заводскую рутину, могут только продолжить ее, но окажутся совершенно бессильными, когда понадобится ввести в производство известные улучшения или перейти к другому, вновь появившемуся производству, и тем более такие лица не могут самостоятельно совершенствовать фабричное дело. Подобный способ изучения техники совсем не пригоден для будущих инженеров, для которых необходимо более обширное и высокое научное образование» [4-6].

Аналогичные мысли об организации обучения в технических университетах неоднократно высказывал основатель кораблестроительного образования в России академик А.Н. Крылов. Таким образом, высшее техническое образование в России в начале XX века основывалось на самых передовых европейских принципах. Неудивительно, что высшая техническая школа России того периода воспитала огромное количество талантливых инженеров. Без преувеличения можно сказать, что основные технические достижения Советского Союза были созданы инженерами, которые получили образование в технических вузах, созданных на рубеже XIX-XX веков на основе модели, сочетающей научные исследования и обучение [7-10].

В 30-40 гг. было создано большое количество различных отраслевых учебных заведений, где науке отводилась второстепенная роль. Предполагалось, что в основном научные исследования будут сосредоточены в отраслевых НИИ и институтах Академии наук. Так была создана особая отрасль науки.

Теоретическое обоснование отраслевого подхода к организации вузов состояло в том, что, якобы, вузы предоставляют студентам знания, превышающий уровень необходимый инженеру-практику, так как большая часть выпускников вузов не будет заниматься самостоятельной исследовательской деятельностью в области технических наук. Для них важнее сделать в преподавании акцент на практическое приложение, выработку навыков проектирования и расчета технических средств, экономику и организацию производства. Таким образом отечественная система высшего технического образования, отдавая предпочтение

обучению перед исследованием, не уделяя должного внимания формированию интеллектуального потенциала студенчества, постепенно отставала от достижений мирового университетского образования и в 80-е годы в высшей технической школе наступил настоящий кризис.

Первой попыткой выхода из кризиса было решение о воссоздании технических университетов и провозглашение принципа академической свободы. Первоначально предлагалось создать относительно небольшое количество технических университетов в городах и регионах с богатыми традициями высшего технического образования. Однако процесс реструктуризации приобрел неуправляемый характер, и большинство отраслевых институтов в одночасье получили статус технических университетов. Очевидно, что путем формального изменения наименования устранить сложившееся пороки системы высшего образования не удалось.

Недовольство студентов и преподавателей, низкая мораль сотрудников вузов, плохое обучение и анахронизм большинства программ, несогласованные учебные планы и растущий неэффективный административный бюрократизм как были, так и остались пороками высшего технического образования, несмотря на изменение наименования втузов.

Одновременно с изменением наименования высших технических учебных заведений министерство Высшего профессионального образования через созданные при некоторых втузах страны учебно-методические объединения (УМО) приступили к разработке и внедрению Государственных образовательных стандартов (ГОС) по специальностям и направлениям подготовки. Однако скоро стало ясно, что конструкция образовательных стандартов, устанавливающих требования к специальностям и содержанию их подготовки, а также порядок разработки и введения в действие ГОС совершенно не отражает интересы как преподавателей втузов, так и работодателей в определении требований к специалистам. Иначе и быть не могло, так как у создателей ГОС отсутствовала модель технического университета.

На этом фоне, прежде всего, по инициативе менеджмента «новых русских технических университетов», все более настойчиво раздаются призывы к разработке в государственных масштабах концепции к определению содержания обучения в технических университетах на основе требований рынка труда. При этом авторы новой концепции исходят из широко используемой в промышленности системы управления качеством по ИСО 9000 и методологии Всеобщего управления качеством (Total Quality Management-ТОМ).

Известно, что семейство стандартов ИСО 9000 было разработано для того, чтобы помочь организациям любых видов и размеров внедрить и обеспечивать функционирование эффективных систем

менеджмента качества на основе восьми принципов: *ориентация на потребителя, лидерство руководителя, вовлечение работников, процессный подход, системный подход к менеджменту, постоянное улучшение, принятие решений, основанных на фактах, взаимовыгодные отношения с поставщиками*. На этих восьми принципах основана философия современного менеджмента качества. Допуская некоторый произвол, процесс подготовки специалистов в технических университетах можно уподобить деятельности типичного промышленного предприятия. Среднюю школу можно сравнить с поставщиком исходных материалов. Как производители товаров и оборудования, которые осуществляют входной контроль материалов, и отбраковывают то, что не соответствует их требованиям по качеству, университеты требуют от абитуриентов определенного уровня знаний и способностей при тестировании или на вступительных экзаменах. Обучение в техническом университете - это своеобразный технологический процесс, состоящий из отдельных курсов обучения. Как и при контроле качества готовой продукции, студенты экзаменуются и оцениваются в конце каждого курса. Так же как готовая продукция получает сертификат соответствия, выпускник вуза получает диплом. В соответствии с производственной аналогией выпускники вузов конкурируют в поисках работы точно так же как продукция предприятий, а число выпускников, устроившихся на работу, можно рассматривать как объем продаж. Таким образом, производственная аналогия предусматривает достаточно точную ориентацию на потребителя и меру эффективности образования, а, следовательно, для управления качеством подготовки специалистов можно использовать хорошо апробированные в промышленности методы на основе стандартов ИСО 9000.

Проведем анализ возможности использования основных принципов управления качеством в системе современного российского высшего технического образования.

Ориентация на потребителя. Для установления гармоничных партнерских отношений в вуза и потребителей следует, во-первых, определить организации в качестве потенциальных партнеров, а, во-вторых достичь четкого понимания потребителей и их ожиданий на основе постоянного партнерства. Готовы ли современные технические университеты к реализации этого принципа в современных метастабильных условиях? Очевидно, что обе стороны не готовы, прежде всего, потому, что вуз обязан действовать на основе ГОС, которые не согласованы с желаниями и ожиданиями работодателей.

Лидерство руководителя. Руководители должны обеспечить цели и направления деятельности вуза. Преподавательская деятельность не может быть эффективной, если люди, которые ее возглавляют не возьмут на себя лидерские обязанности. Причем лидерство необходимо на всех

уровнях: университет, факультет, кафедра, научное направление. Лицам, добровольно принимающим на себя бремя лидера, необходимо делегировать соответствующие полномочия. Однако в современной высшей школе сложилось так, что полномочий руководитель любого уровня имеет на много меньше, чем ответственности, главным образом из-за отсутствия культуры свободы. Лидером может быть человек свободный от произвола чиновников. Поэтому коллективная безответственность до сих пор предпочтительнее личной ответственности.

Вовлечение работников. Этот принцип в какой-то мере дополняет предыдущий, так как вовлечение сотрудников вуза всех уровней дает возможность с высокой эффективностью использовать их способности к принятию ответственности за решение определенного круга задач и возникающих при этом проблем. Безусловно, вовлечение работников вузов в активный поиск для улучшения качества образования, имиджа своего вуза приводит к получению удовлетворения от работы. Но так ли это на самом деле?

Процессный подход. В соответствии с ИСО 9001 процесс - это совокупность взаимосвязанных и взаимодействующих видов деятельности преобразующих входы и выходы. Учебный процесс, при всем своем своеобразии, попадает под это определение. Действительно, если адаптировать модель процессного подхода, разработанного для управления качеством продукции выпускаемой промышленным предприятием, к модели образования и обучения, то можно увидеть, что здесь много общего. Есть поставщики (школы и другие средние учебные заведения), есть потребители (предприятия, учреждения), есть действующие стандарты, регламентирующие параметры процесса, есть оборудование и технологии обучения. Однако, известно, что обращение с людьми как неодушевленными предметами может иметь непредсказуемые последствия. Все же университет, это «питомник», где учат и учатся живые люди, в то время как на промышленных предприятиях из природного сырья с помощью машин изготавливают искусственные предметы. Ни один практик, однако, не согласится организовать питомник на принципах фабрики, равно как фабрику на началах питомника.

Системный подход. Успешное применение системного подхода для достижения поставленной цели способствует повышению эффективности любого вида деятельности. Следует отметить, что этот принцип всегда использовался и сейчас используется в управлении отечественными вузами. Без формирования системы на основе определения и разработки процессов, влияющих на достижение поставленной цели, понимания взаимозависимостей процессов в системе, разрушающих барьеры между подразделениями, постоянного улучшения системы на основе анализа и оценки результативности современное высшее учебное

заведение вообще существовать не может. Система организации и планирования деятельности учебного заведения тесно связана с оценкой результатов. Традиционным подходом к оценке деятельности вузов является система лицензионных и аттестационных показателей. Однако сейчас становится ясно, что к имеющимся показателям, которые задаются государственными контролирующими органами следует добавить такие показатели качества, как удовлетворенность потребителей, сотрудников и студентов результатами своей деятельности.

Постоянное улучшение. Внедрение программ Всеобщего управления качеством - это сложная и бесконечная последовательность улучшений. Постоянное улучшение начинается с преподавателя, совершенствования его личных знаний, навыков и умений. Причем постоянное улучшение отдельных процессов и системы в целом должно быть целью всех сотрудников университета, так как качество не знает границ, и не может быть "частичного качества".

Взаимовыгодные отношения с поставщиками. В соответствии с процессным принципом поставщиками для университетов являются школы, колледжи, средние профессионально-технические училища. Очевидно, что повысить результативность и эффективность работы вуза невозможно без выявления и отбора основных поставщиков, совместной разработки путей совершенствования процесса обучения, совместного понимания требований потребителя, обмена информацией и планами на будущее. Однако существует ли между вузами и поставщиками отношения, которые базируются на формировании единой политики и стратегии менеджмента качества? К сожалению, таких партнерских отношений, за редким исключением, нет. Традиционно потребители и поставщики смотрят друг на друга как работающие в разных сферах. Поэтому, приемные отделения вузов, которые должны осуществлять отбор поставщиков и координировать взаимоотношения с ними служат «вербовочными» центрами, которые набирают столько новых студентов, сколько возможно.

Необходимо отметить, что некоторые отечественные технические университеты уже сейчас предпринимают первые шаги в сторону выработки методов Всеобщего управления качеством. Необходимость их внедрения обусловлена прежде всего надвигающийся конкуренцией за высоко квалифицированных специалистов. Нет сомнения в том, что роль, которую должно играть управление качеством в высшем образовании становится все более важной по мере того, как давление рынка труда не оставляет техническим университетам другого выбора, кроме улучшения качества подготовки специалистов. Анализ уже имеющихся примеров практического применения принципов Всеобщего управления на основе качества в зарубежных и отечественных высших учебных заведениях показывает, что нет явных причин для отрицания

применимости управления вузами на основе качества как некоторой философии. Технические университеты в настоящее время пробуют сформировать новые формы обучения, при этом бездумно копируя зарубежный опыт, зачастую внедряя элементы из различных моделей подготовки, нарушая базовое понятие системности. Поэтому не приходится удивляться, что такое применение «прогрессивного зарубежного опыта» приводит к отрицательным последствиям. В то же время российская школа имеет богатые собственные традиции, работоспособность которых проверена десятилетиями. Необходимо только свежий творческий подход и увлеченные своим делом энтузиасты. Цель нашей статьи не только произвести исторический анализ развития Высшей школы и описать существующие недостатки, но и показать, как на частном примере можно решать задачи повышения качества подготовки российских студентов, путем сохранения традиций подготовки студентов на предприятии и при этом сохраняя уровень академической подготовки на основе управления качеством.

В качестве примера применения элементов системы управления качеством по ИСО 9000 и методологии Всеобщего управления качеством в системе образования в Высшей школе возможно привести работу, которую ведут в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого с промышленными предприятиями. Работу в университете ведут комплексно по всем 8-ми направлениям. Такой комплексный подход стал возможным, когда на промышленном предприятии была сформирована базовая кафедра «Двигатели и механизмы», которая одновременно структурно входит как в состав промышленного предприятия ПАО «Звезда», так и в состав СПбПУ Петра Великого. На рисунке структурно представлена схема взаимодействия.

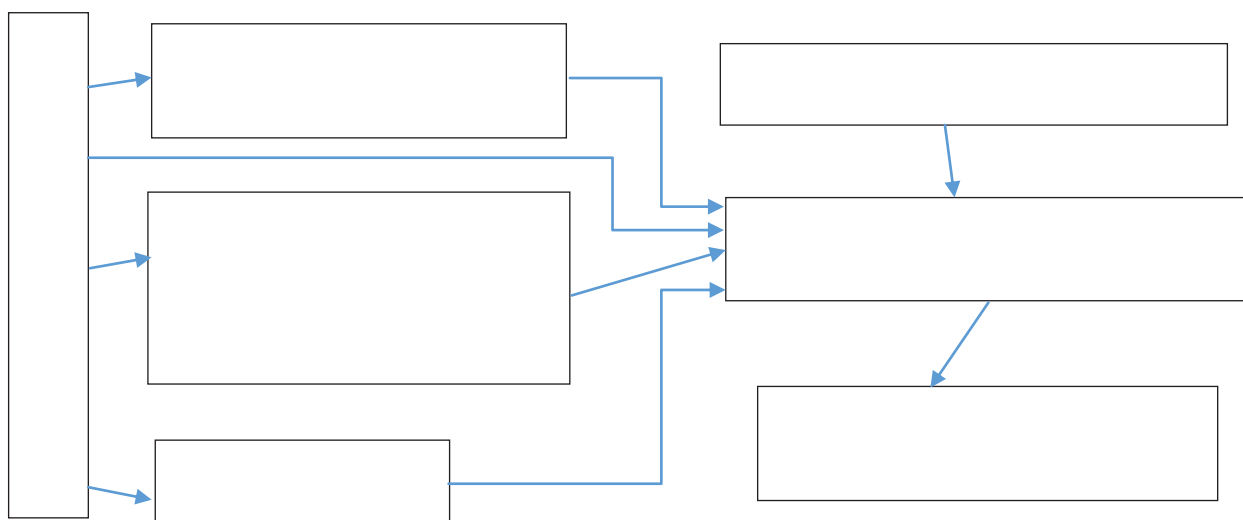


Рис. Структурная схема взаимодействия университета и предприятия при практической подготовке студентов.

При взаимодействии по приведенной схеме происходит четкая ориентация на потребителя-работодателя (машиностроительное предприятие). Благодаря привлечению в состав базовой кафедры сотрудников, занимающих руководящие посты непосредственно на предприятии, происходит процесс обучения студентов лидерству на личном примере руководителей. Также как пример можно привести процесс формирования творческих коллективов из студентов разных курсов и специальностей. Это позволяет создать здоровую конкуренцию как между творческими коллективами, так и внутри самих коллективов, что позволяет вырабатывать у студентов лидерские качества практическим путем, а также повысить заинтересованность студентов в получении более глубоких знаний по направлениям предполагаемой дальнейшей практической деятельности. При этом вовлеченность студентов значительно возрастает поскольку лучших студентов и лучшие творческие коллективы приглашают к работе в Молодёжном конструкторском бюро предприятия. Созданная учебно-производственная сфера реализовывает процессные и системные подходы. Реализация данной программы подготовки студентов на производстве поддерживает постоянное требование улучшения подготовки студентов, что связано с необходимостью применять на предприятии постоянно совершенствующиеся современные прогрессивные технологии. Для поддержания должного уровня коммуникации на кафедре применяют методы дистанционной подготовки студентов. На содержание модулей, необходимых для изучения студентов оказывают влияние как основные институты университета, так и базовая кафедра предприятия. Это обеспечивает взаимовыгодное партнерство между всеми объектами и субъектами учебного процесса: предприятие получает возможность уже на ранних стадиях подготовки адаптировать студентов (будущих выпускников и сотрудников) к реальным производственным процессам машиностроительного предприятия; университет получает возможность внедрять прогрессивные научные разработки и получать обратную связь с предприятия о результатах внедрения; студенты – формируют практические предметно- и объектно-ориентированные навыки. Это позволяет повысить уровень подготовки студентов на основе применения методов управления качеством.

Однако прежде чем технические университеты продвинутся вперед по пути управлению качеством, они должны осознать и принять модель высшего технического образования, в которой исследования являются приоритетным направлением деятельности, а обучение должно основываться на научных познаниях. Если бы была принята такая модель и из нее сделаны некоторые простые выводы, то пути, по которым должно меняться само высшее образование стали бы понятными, а

использование принципов Всеобщего управления на основе качества в высшей технической школе стало бы более успешным. Очевидно также и то, что внедрение принципов управления качеством в отечественных технических университетах невозможно без определенной реструктуризации как вузов, так и науки, которая стала бы подготовительным этапом к продвижению в направлении создания системы Всеобщего управления на основе качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Всеобщее управление на основе качества/ Ю.С. Карабасов, А.И. Кочетов, В.П. Соловьёв, Л.А. Дубровина: учебное пособие, МИСиС, 2003. -145с.
2. Ладыжец Н.С. Университеты Европы // Вестник высшей школы - 1991, - №9 - С. 80-84.
3. Коменский Я.А. Великая дидактика. - М: Учпедгиз, 1955. -384с.
4. Оноприенко В.И., Щербань Т.А. // Вестник высшей школы - 1991, - №4. -С.63- 72.
5. Заплетников И.Н., Кудрявцев В.Н., Парамонова В.А. Возможности повышения качества инженерного образования // Технические науки и технологии / Черниговский национальный технологический университет (Чернигов)– 2011, - №4 (57). – С. 231-233
6. Рогов И.М. Взаимосвязь технического образования и гуманитарной культуры //Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2009, - №2(78). – С. 219-221.
7. Иванов М.Г. Политехнический университет и лицей «Физико-техническая школа» // Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2009, - №2(78). – С. 230-234.
8. Нирулин Ю.Р., Скворцова И.В., Нирулин Д.Ю. Анализ методов открытых инноваций в политехническом университете // Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2010, - №3(106). – С. 221-226.
9. Исмаилов Ш.Ю. Фундаментальное направление образования // Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2007, - №1. – С. 48-50.
10. Гомоюнов К.К. Развитие творческого мышления учащихся: вариант технологии // Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2007, - №1. – С. 50-56.

N.R. Vargasov, V.N. Kudryavtsev

MANAGEMENT QUALITY FORMATION In POLYTECHNIC UNIVERSITY

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Conceptual questions of the development of the methods of management quality formation are considered in work in polytechnic university. It is organized extended analysis of the using to series standard ISO for governing quality formation and are formed main strategic purposes of the high school in the field of quality management, as well as is shown role practical persons in shaping the professional knowledges and skills student-machine builders.

Key words: quality, management, formation, practice, university

REFERENCES

- [1] General management on base quality/ U.S. Karabasov, A.I. Kotschenov, V.P. Solovev, L.A. Dubrovina: training manual, MISIS, 2003. -145p.
- [2] Ladyzhec N.S. Universities of the Europe // Herald of the high school-1991, - №9 - Pp. 80-84.
- [3] Komenskiy YA.A. Great didaktika. - M: Uchpedgiz, 1955. -384p.
- [4] Onoprienko V.I., SCherbani T.A. // Herald of the high school - 1991, - №4. -Pp.63- 72.
- [5] Zapletnikov I.N., Kudryavcev V.N., Paramonova V.A. Possibilities of Upgrading Engineering Education//Technical sciences and technologies/Chernigovskiy national technological university (Chernigov) – 2011, - №4 (57). – Pp. 231-233.
- [6] Rogov I.M. Interrelation of technical education and humanitarian culture // St. Petersburg State Polytechnical University Jornal. Science and education/ - – 2009, - №2(78). – Pp. 219-221.
- [7] Ivanov M.G. The Polytechnical University and the “ Physico-technical school” lyceum // St. Petersburg State Polytechnical University Jornal. Science and education/ - – 2009, - №2(78). – Pp. 230-234.
- [8] Nurulin Y.R., Skvortsova I.V., Nurulin D.Y. The analysis of methods of open innovations at polytechnical university // St. Petersburg State Polytechnical University Jornal. Science and education/ - – 2010, - №3(106). – Pp. 221-226.
- [9] Ismailov Sh. The fundamental guideline // St. Petersburg State Polytechnical University Jornal. Science and education/ - – 2007, - №1. – Pp. 48-50.
- [10] Gomoyunov K.K. Developing student’s creative thinking: a version of technology // // St. Petersburg State Polytechnical University Jornal. Science and education/ - – 2007, - №1. – Pp. 50-56.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ В КУРСЕ МАТЕМАТИКИ И ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ



¹Лагунова Марина Витальевна, к.ф.-м.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 9312562995, E-mail: lagmarina@gmail.com



²Ежова Наталья Владимировна, старший преподаватель
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 9117096699, E-mail: ezhovanv@gmail.com

Аннотация

В докладе рассмотрено распределение времени между лекциями, практикой и самостоятельной работой студентов в рамках последних ГОС, а также приводится пример организации самостоятельной работы студентов и абитуриентов ИММиТ.

Ключевые слова: зачетная единица, трудозатрат, самоконтроль, самообразование, интернет-технологии в образовании, интернет-ресурсы, видеолекция, дистанционное обучение, тест.

В настоящее время, согласно новым образовательным программам, было предложено унифицировать курсы математики для студентов, обучающихся по смежным областям. Так, например, в СПбПУ были выделены пять основных направлений: торгово-экономическая группа, гуманитарная группа, информационно-компьютерная группа, инженерно-технологическая группа и физико-математическая. Такое разграничение предполагает, в частности, наиболее безболезненный переход студентов с одной специальности на другую в пределах выбранной группы. Механико-машиностроительные специальности относятся к инженерно-технологической группе. Здесь, согласно образовательным стандартам,

на курс математики должно быть выделено 14 ЗЕТ (зачетных единиц трудоемкости). Для сравнения, столько же выделено торгово-экономической группе, чуть больше (16 ЗЕТ) – информационно-компьютерной группе.

Заметим, что ЗЕТ – это единица измерения трудоёмкости учебной работы и других мероприятий образовательной программы или учебного плана. Значение величины одной зачётной единицы, равной именно 36 академическим часам, закреплено в федеральном государственном образовательном стандарте. Таким образом, в ИММиТ мы имеем 504 академических часа. Вопрос заключается в том, как оптимально распределить эти часы, отведенные на изучение математики, по семестрам и как определить, сколько времени надо потратить на лекции, практику и самостоятельную работу студентов.

В нашем университете были предложены три возможные схемы распределения времени и нагрузки (см. таблицу).

Таблица

Кол-во семестров	Наименование дисциплины	семестр	зет	лекции	практика	СР	Экз/зачет	Текущий контроль	Промежуточная аттестация	Направление подготовки	Исполнитель нагрузки
Математический модуль			12							08.00.00 20.03.00	ИПММ, ВМ
2	Высшая математика	1	6	32	48	100	36	-	экзамен	19.03.00	
		2	6	32	48	100	36	-	экзамен		
Математический модуль			14							15.03.00 23.00.00	ИПММ, ВМ
3	Высшая математика	1	5	48	48	48	36	3 к/р	экзамен		
		2	5	48	48	48	36	3 к/р	экзамен		
		3	4	32	16	60	36	3 к/р	экзамен		
Математический модуль			14							13.00.00 14.00.00	ИПММ, ВМ
4	Высшая математика	1	3	32	48	19	9	3 к/р	Зачет с оценкой	22.00.00 28.00.00	
		2	4	32	48	28	36	3 к/р	экзамен		
		3	3	32	48	19	9	3 к/р	Зачет с оценкой		
		4	4	32	32	28	36	3 к/р	экзамен		

Судя по всему, на механико-машиностроительном отделении ИММиТ мы будем работать по второй схеме. Это значит, что курс математики должен быть пройден за 3 семестра, причем основная часть курса приходится на первые два семестра. Заметим, что физико-металлургическое отделение выбрало последний вариант, рассчитанный на четыре семестра. Задача преподавателей кафедры высшей математики (ВМ) состоит в том, как грамотно распределить все основные материалы курса по семестрам. Что читать на лекциях, какие доказательства теорем приводить, какие дать на самостоятельное изучение, а что оставить без доказательства. Задача довольно сложная, потому что времени катастрофически не хватает. В особенности это касается третьего семестра, где предусмотрен только один час практических занятий в неделю. Справедливости ради, хочется сказать, что очень не хватает еще одного, четвертого, семестра. С одной стороны, это, конечно, можно понять, учитывая тот факт, что на четвертый семестр студенты имеют существенную нагрузку по таким определяющим предметам, как сопротивление материалов и теория механизмов и машин. С другой стороны, в тот временной промежуток, который нам предоставлен на третий семестр, совершенно невозможно в полной мере изложить такие важные разделы математики, как интегральное исчисление функций нескольких переменных; числовые, степенные и функциональные ряды; теорию вероятностей и элементы математической статистики. А ведь без знаний, хотя бы элементарных, этих основополагающих дисциплин трудно себе представить инженера, имеющего высшее образование.

Таким образом, в первом семестре программа математики включает изучение основ линейной алгебры, векторной алгебры, аналитической геометрии, начал математического анализа и дифференциальное исчисление функций одной вещественной переменной. Во втором семестре студенты изучают комплексные числа и многочлены, затем идет раздел интегрального исчисления функций одной вещественной переменной (неопределенный, определенный и несобственные интегралы). После чего следует дифференциальное исчисление функции нескольких вещественных переменных и, в заключение, дифференциальные уравнения. Надо заметить, что последняя тема достаточно важная, чтобы на ней остановиться подробнее, а проходить ее приходится в конце семестра, буквально до последнего дня весеннего семестра, то есть даже контрольную провести не получается по времени. Что касается третьего семестра, то на него приходится интегральное исчисление функций нескольких переменных, теория рядов, теория вероятностей и элементы математической статистики. И это при одном часе в неделю, запланированном на практические занятия!

Учитывая нехватку времени, отведенного на аудиторные занятия, можно задуматься о том, как использовать часы, отведенные, согласно

приведенной выше схеме, на самостоятельную работу. А если посмотреть на таблицу 1, то в третьем семестре на нее отводится целых 60 часов, что почти в четыре раза превышает время, отведенное на практические занятия! Будет ли среднестатистический студент тратить свое личное время на самостоятельную работу? И из чего, собственно, она должна состоять? Для того чтобы самостоятельная работа приносила плоды, она должна быть организована на высшем уровне. Содержать конкретные задачи, цели, способы их достижения. Грамотный календарный план. Четкие методические указания. Полноценный набор задач, толково распределенный между домашними, отчетными, контрольными и другого вида заданиями. А также стопроцентное наполнение качественной литературой, не только просто понятной любому студенту (такой сейчас полно), но и содержащей материал на крепком, но доходчивом уровне (а такой сейчас очень мало). Но и это еще далеко не все! Контроль! Контроль каждого этапа деятельности студента. Без него все останется неостребованным. А значит, перед преподавателем встают гигантские задачи. Не только организовать основу, но еще и понять и организовать контроль выполнения поставленных задач. Конечно, найдется тот, кто скажет, что контроль – это экзамен, мол, придет человек на экзамен и все понятно: работал он или нет в течение семестра. Неправда. Это худший из вариантов развития, а именно просто халтура. Вариант, когда и студент, и преподаватель понимают, что им ничего не надо кроме как одному – зарплата, другому – диплом. Но тогда и работодатель понимает, что такой специалист ему не нужен.

Нами были созданы дистанционные курсы, о которых мы докладывали ранее, где студенты могут в полной мере заняться самообучением. В этих курсах имеются видеолекции по самым важным темам курса, а также студенты могут пройти самообучение и получить практические навыки, например, в вычислении производных, интегралов, в решении дифференциальных уравнений. Практические занятия, размещенные на сайте, имеют обратную связь. Если студент правильно ответит на текущий вопрос, то он продвигается дальше, в противном случае ему будет предложено повторить определенную тему или закрепить свой навык в решении более простых заданий.

Надо заметить, что контроль самостоятельной работы – дело спорное. Если она предполагает, например, еженедельное выполнение стандартных домашних заданий, то вопрос именно о самостоятельности их выполнения остается открытым. Да и заниматься проверкой одинаковых для всех домашних заданий в те скудные часы, которые отведены на практические занятия, честно говоря, не имеет большого смысла. Другое дело, когда студент выполняет индивидуальное расчетное задание. Но и тут нет полной гарантии в стопроцентном личном участии. Однако если студент

проходит практические занятия на сайте, то преподаватель имеет об этом информацию. Видимо, эту информацию можно использовать и как-то простимулировать самостоятельную работу студента. Не будем забывать, что студенты все разные. Кто-то хватает все уже на лекции, – примеров, разобранных в лекционном материале им достаточно. Таких студентов, к сожалению, меньшинство. Есть студенты, которые успешно усваивают материал после практического занятия. Но есть и такие, которые не успевают по предмету. Причем, это может случиться по причине отсутствия студента на занятиях по уважительной причине. Кто-то напишет контрольную работу (их в плане предусмотрено 3 на семестр) с первого раза, кому-то придется работу переписывать. Можно сделать так, что к переписыванию контрольной допускаются только те, кто прошел задания на сайте. И если все контрольные задания и тесты на сайте успешно выполнены, то, наверное, можно допустить такого студента к экзамену. Кстати, согласно приведенной выше схеме, зачеты по математике, которые так мучили многих студентов предыдущие годы, теперь отменены.

Что касается самоподготовки абитуриентов, желающих поступить на очное или заочное отделение ИММиТ, то тут тоже много вопросов, особенно по поводу введения ЕГЭ. Прошло достаточное количество лет с момента массового введения ЕГЭ в наших школах. Данный эксперимент приобрел много сторонников, нашел своих противников. Из положительных сторон, наверное, самое примечательное – это возможность школьникам из разных и порой весьма отдаленных районов страны попасть в самые престижные ВУЗы. Но ежегодно проходной балл в такие учебные заведения неуклонно растет. Значит, для поступления на дневное отделение школьнику необходимо сдать ЕГЭ на высокий балл. Конечно, мы в данном случае говорим о технических университетах и о математике в частности. В настоящее время есть много сайтов в интернете, различных курсов по подготовке к ЕГЭ и множество репетиторов, часто не являющихся специалистами в данной области. Но даже если абитуриент выберет самые продвинутые курсы, лучшего репетитора и даже если заплатит приличные деньги за все это, еще не факт, что он чего-либо добьется, если не будет много заниматься самостоятельно.

Что касается тех, кто поступает на заочное отделение, то часто это вполне взрослые люди, давным-давно закончившие школу. Они не сдают ЕГЭ, они пишут вступительный экзамен. Проблема в том, как быстро восстановить в памяти 11-летний курс школьной математики? Разумеется, без самоподготовки тут не обойтись. В настоящее время готовится курс (планируется сдача курса в конце мая), призванный если не заменить, то хотя бы дополнить июньские подготовительные курсы, на которые отводится всего лишь одна зачетная единица, то есть,

напомним, всего 36 часов. В этом курсе будут видеолекции разного плана: с использованием презентации и просто в виде решения конкурсных задач у доски. Кроме того, планируется введение в курс большого количества задач, предлагаемых на аналогичных экзаменах последних лет. Задачи оформлены в виде тестов, которые распределены по темам. Эти тесты абитуриент может проходить столько раз, сколько ему необходимо или, соответственно, достаточно. Потому как забыть можно многое. Главное – быстро вспомнить. При большом желании мы можем и тут оценить самостоятельную работу конкретного абитуриента. Но тут уж, как говорится, только время покажет. Экзамен решит все. Надеемся, что решение будет положительным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.Е. Васильев, М.В. Лагунова, Н.В. Ежова. Дистанционное обучение студентов-заочников механико-машиностроительного отделения ИММиТ. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 72-81.
2. М.В. Лагунова, Н.В. Ежова. Интерактивный подход в дистанционном преподавании курса математики студентам механико-машиностроительного направления. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 67-71
3. И.Б. Афанасьева, Е.В. Князева. Организация самостоятельной работы студентов.// Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 20-29.
4. М.В. Лагунова, Н.В. Ежова, Д.В. Кетов. Использование интернет-технологий в преподавании курса математики для студентов механико-машиностроительного направления ИММиТ // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С.118-123.
5. Н. И. Лобкова, А.Л. Буляница, М.В. Лагунова. Опыт реализации курса математики для бакалавров. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 124-128.
6. А.Л. Буляница. Принципы формирования программы курса по выбору для студентов технических факультетов на примере дисциплины «Математическая статистика». // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 69-75.

7. М.М.Радкевич , Е.Н.Крупкина. Особенности подготовки бакалавров по программе непрерывного обучения «колледж-ВУЗ» // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 101-106.
8. Козликин Д.П., Радкевич М.М. Особенности подготовки бакалавров по новому федеральному государственному образовательному стандарту. // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Международной научно-практической конференции. 14- 15 июня 2011 года, Санкт-Петербург – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2011 – 410 с.
9. Gnudi, A., Fornasa, W., Lorenzi, A., Malvisi, L. Integration of e-Tutoring in a Blended Learning Course on Mathematics, Proceedings of LINC 2007 Conference, Technology-Enabled Education: A Catalyst for Positive Change- Amman, Jordan, 2007.
10. Cavalli E., Gnudi A., Lorenzi A., Malvisi L., The Virtual Classroom within Blended Learning, Proceedings of EDEN 2006 // Annual Conference, Vienna, 2006.
11. M.I. Santally, A. Senteni. Effectiveness of Personalised Learning Paths on Students Learning Experiences in an e-Learning Environment. // <http://www.eurodl.org/> 21.03.2013

M.V. Lagunova¹, N.V. Ezhova²

TIME ALLOCATION IN MATHEMATICS CURRICULUM AND ARRANGEMENT OF STUDENTS' SELF-TRAINING

¹St.Petersburg State Polytechnical University, Russia;

²St.Petersburg State Polytechnical University, Russia

Abstract

In the paper we consider allocation of time for lectures, practical classes, and self-training, stipulated by the recent State Educational Standard. An example of self-training set-up for students and enrollees is also provided.

Key words: Self-training, IT in education, e-tutoring, video lectures, distance learning, distance education, test.

REFERENCES

- [1] V.E. Vasilyev, M.V. Lagunova, N.V. Ezhova. Distance education of students by correspondence at mechanical engineering department of IME&T. // SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2016. – 72-81 p. (rus)

- [2] M.V. Lagunova, N.V. Ezhova. The interactive approach in distant learning of mathematics for students of mechanical engineering department. // SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2014. – 67-71 p. (rus)
- [3] I.B.Afanas'eva , E.V. Knyazeva . Organization the self-determined work of students // SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2014. – 20-29 p. (rus)
- [4] Lagunova M.V., Ezhova N.V., Ketov D.V. The use of internet technology in teaching mathematics for students of mechanical engineering department of IME&T // SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2013. – 118-123 p. (rus)
- [5] Lobkova N.I., Bulaynitsa A.L., Lagunova M.V. Experience in the implementation of the mathematics courses for bachelors // SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2013. – 124-128 p. (rus)
- [6] Bulyanitsa A.L. Principles of program's formation of the choicing branch for students of technical faculties by the example of discipline «Mathematical statistics». // SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2013 – 69-75 p. (rus)
- [7] M. M. Radkevich, E.N. Krupkina. Bachelor's program features continuing education "College – University"// SPb.: International scientific conference «Modern Engineering: Science and education», 2014. – 101-106 p. (rus)
- [8] Kozlikin D.P., Radkevich M.M. Features of preparation of Bachelors on the new federal State educational standard. // Modern engineering. Science and education: the materials of the international scientificallypractical Conference. 14-15 June 2011, St. Petersburg-St. Petersburg: Polytechnic University, 2011.- 410 p. (rus.)
- [9] Gnudi, A., Fornasa, W., Lorenzi, A., Malvisi, L. Integration of e-Tutoring in a Blended Learning Course on Mathematics, Proceedings of LINC 2007 Conference, Technology-Enabled Education: A Catalyst for Positive Change- Amman, Jordan, 2007.
- [10] Cavalli E., Gnudi A., Lorenzi A., Malvisi L., The Virtual Classroom within Blended Learning, Proceedings of EDEN 2006 // Annual Conference, Vienna, 2006.
- [11] M.I. Santally, A. Senteni. Effectiveness of Personalised Learning Paths on Students Learning Experiences in an e-Learning Environment. // <http://www.eurodl.org/> 21.03.2013

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОФОРИЕНТАЦИОННОЙ РАБОТЫ В ИНЖЕНЕРНОМ
ВУЗЕ – ВАЖНЫЙ КОМПОНЕНТ КАЧЕСТВЕННОЙ ПОДГОТОВКИ
СТУДЕНТОВ**



¹Николай Иванович Наумкин, д.п.н., профессор
Мордовский государственный университет
им. Н.П. Огарёва
Россия, Саранск, Республика Мордовия
Тел.: (8342) 25-4456, E-mail: naumn@yandex.ru



²Андрей Иванович Фомин, к.т.н., доцент
Мордовский государственный университет
им. Н.П. Огарёва
Россия, Саранск, Республика Мордовия
Тел.: (8342) 25-4439, E-mail: fominsurgod@yandex.ru



³Евгений Анатольевич Нуянзин, к.т.н., доцент
Мордовский государственный университет
им. Н.П. Огарёва
Россия, Саранск, Республика Мордовия
Тел.: (8342) 25-4459, E-mail: nuyanzin@yandex.ru

Аннотация

Качественная подготовка выпускников высших учебных заведений является первостепенной задачей для решения, как на уровне образовательного учреждения, так и на уровне государства. Для эффективного ее решения, работу необходимо начинать еще на этапе выбора абитуриентами своей будущей профессии. В связи с этим, вузу следует организовывать взаимодействие со школьниками и абитуриентами таким образом, чтобы в него пришли наиболее подготовленные и мотивированные учащиеся. В предлагаемой статье раскрывается теоретическое обобщение основных направлений практической работы Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета им. Н.П. Огарева с абитуриентами общеобразовательных учебных заведений.

Ключевые слова: профориентация, выбор профессии, работа с абитуриентами, подготовка выпускников, образование, компетенция.

Одной из важнейших задач, ежегодно решаемых ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарева», является обеспечение качественного набора студентов на первый курс всех форм обучения (очной, очно-заочной, заочной) в соответствии с утвержденным государственным заказом. От качества решения указанной задачи во многом зависят не только перспективы развития университета, но и успешная работа потребителей кадров и социально-экономическое развитие субъекта.

С каждым годом решение поставленной задачи усложняется из-за ряда объективных причин.

Снижение количества выпускников школ, связанное с демографическим спадом на данный период, что поставило вузы перед необходимостью обеспечивать набор любой ценой, поскольку потребность в молодых инженерных кадрах, обладающих требуемым набором компетенций достаточно высока (табл. 1).

Таблица 1 – Количество выпускников школ Республики Мордовия (РМ)

Количество выпускников 11 классов по учебным годам			
Наименование	2013-2014	2014-2015	2015-2016
г. Саранск	1486	1317	1428
Районы РМ	1969	2114	1904
Итого	3455	3431	3332

Низкий уровень подготовки выпускников школ (особенно сельских) по естественным предметам, в частности по физике (в преподавании физики на первый план выдвинулась задача овладения базой для сдачи ЕГЭ). При этом практически не решается задача развития познавательных интересов, интеллектуальных и творческих способностей школьников по предмету. В результате выпускники выбирают менее сложные дисциплины и теряют возможность поступления на технические направления подготовки (табл. 2).

Как видно из таблицы 2 за последние три отчетных года наблюдается резкое снижение количества абитуриентов, которые выбирают профильную математику, но при этом практически в 2 раза увеличивается количество желающих сдавать литературу.

Единый государственный экзамен, вошедший с 2009 г. в штатный режим лишил большинство вузов возможности прямо влиять на качество абитуриентов путем отбора на вступительных экзаменах, так как ЕГЭ не дает возможности определить мотивационную готовность абитуриента,

обдуманность профессионального выбора, выявить степень умения мыслить и решать неформальные творческие задачи.

Выбор абитуриента в условиях низкой платежеспособности населения также понятен – неважно куда, лишь бы на финансируемые из бюджета места. Вот и получают вузы (не все, конечно, в основном на технические направления подготовки) абитуриентов не только не способных к обучению в технических вузах, но и совершенно безразличных к будущей профессии.

Таблица 2 – Тенденция выбора сдачи ЕГЭ абитуриентами, поступившими в ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарева»

Предмет	Количество по годам		
	2014	2015	2016
Английский язык	228	213	204
Биология	1473	1428	1032
География	219	288	264
Информатика и ИКТ	81	88	92
История	973	1005	998
Литература	196	218	268
Математика	3716	3080	2421
Немецкий язык	22	14	17
Обществознание	2197	1990	1828
Русский язык	3787	3696	3482
Физика	917	976	915
Французский язык	5	6	4
Химия	1145	1105	1029

В то же время выпускникам школ очень тяжело определиться с выбором профессии. Связано это с тем, что у школьников практически отсутствуют представления о рынке труда, о требованиях к личностным качествам и профессиональной подготовке специалистов, об условиях работы и работодателях. Для того чтобы школьник сделал правильный выбор, недостаточно его протестировать или рассказать о той или иной профессии. Он должен быть убежден в том, что это – лучший выбор из всех возможных, соответствующий его способностям и стремлениям.

Институт механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарева» в 2014 году столкнулся с проблемой качественного набора студентов. К главным причинам можно отнести следующее: демографическая обстановка в регионе;

- низкий уровень подготовки абитуриентов; малая популяризация направлений подготовки для агропромышленного комплекса (средний балл

ЕГЭ по направлению подготовки «Агроинженерия» самый низкий); использование неэффективных методов в профориентационной работе, которая сводится лишь к рекламно-информационным буклетам и проведению «Дней открытых дверей».

В результате произошло падение среднего балла ЕГЭ практически по всем направлениям подготовки (табл.3)

В этой связи особенно актуально наличие организованной и эффективной профориентационной работы со школьниками с целью выявления их способностей для дальнейшей возможности формирования у них компетенций и привлечения абитуриентов, осознанно выбирающих конкретное направление подготовки и имеющих необходимый уровень знаний для освоения образовательной программы.

С целью последовательного проведения профориентационной работы по установленным направлениям разрабатывается ежегодный план такой работы института. Он составляется ответственным лицом, назначаемым из состава сотрудников института, согласовывается с заведующими кафедрами и утверждается директором. В плане указываются мероприятия, проводимые всеми структурными подразделениями института, место и сроки их проведения, ответственные за исполнение.

Таблица 3 - Средний балл студентов, принятых по результатам единого государственного экзамена на первый курс обучения в 2014-2016 гг.

Направление подготовки	Средний балл ЕГЭ		
	2014 г.	2015 г.	2016 г.
Агроинженерия	44,75	46,49	44,68
Теплоэнергетика и теплотехника	52,46	53,05	51,51
Электроэнергетика и электротехника	53,82	53,37	51,53
Техносферная безопасность	54,12	57,36	52,13
Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов	49,59	53,90	49,59
Средний балл ЕГЭ	50,95	52,83	49,89

К наиболее значимым проводимым в последнее время мероприятиям можно отнести ниже представленные мероприятия.

Во-первых, это организация информационно-консультационной бригады, целью которой является информирование выпускников 9-11 классов

об основных направлениях Института механики и энергетики и о существующих программах поддержки студентов, выбравших направления подготовки для работы в АПК. Такой вид работы был разработан для поддержания кадрового потенциала агропромышленного комплекса совместно с Министерством сельского хозяйства и продовольствия Республики Мордовия. Методы работы заключаются в выездных семинарах и круглых столах, посещения передовых сельскохозяйственных организаций. Все это позволяет формировать у будущих студентов представление о профессии, возможных траекториях обучения, формирования профессиональных компетенций и будущей карьеры.

Во-вторых – это участие в ярмарках рабочих и учебных мест в г. Саранске и районах Республики Мордовия, заключение договоров о целевом приеме между вузом и организациями-заказчиками, предусматривающими в качестве обязательного условия последующее трудоустройство выпускников.

В-третьих – это проведение встреч членов ректората с иногородними студентами, обучающимися в ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарева».

В-четвертых – приглашение учащихся общеобразовательных учреждений для участия в мероприятиях, проводимых студентами или для студентов, разъяснительная работа с родителями. Организация на базе школ учебно-методических лабораторий, кружков технического творчества. Вручение ученикам 11-х классов персональных обращений ректора («письмо выпускнику»). Создание виртуальных лабораторий.

Особое внимание уделяется работе с выпускниками средних профессиональных учебных заведений профильной направленности института, студентами других факультетов и институтов вуза посредством привлечения их к участию в научно-практических конференциях, круглых столах и других мероприятиях института [6 - 13]. Это позволяет увеличить число студентов, обучающихся в ускоренные сроки по программам бакалавриата.

В качестве дополнительных аргументов привлекательности для абитуриентов Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва» успешно опробована возможность предоставления студентам возможности формирования дополнительных компетенций, обеспечивающих получение студентами дополнительных рабочих профессий, курсов повышения квалификации, что делает выпускников более конкурентоспособными и востребованными на рынке труда.

Из анализа такой работы в 2014-2016 гг. можно сделать вывод о том, что в Институт идет в основном целенаправленная категория абитуриентов.

Таблица 4 – Сданные ЕГЭ у абитуриентов Института механики и энергетики, кроме профильных.

Предмет	Год / Общее количество заявлений		
	2014 год / 617	2015 год / 741	2016 год / 595
Обществознание	171	193	152
Биология	24	37	25
Английский язык	1	4	4
Информатика и ИКТ	12	3	6
География	20	38	34
История	30	54	28
Химия	4	5	4

В данное время используются все более новые и современные способы и формы работы с абитуриентами во время приемной компании. Абитуриент может подать заявление на поступление онлайн, что очень удобно для поступающих из других городов России, а также на сайте задать интересующий его вопрос председателю приёмной комиссии (табл. 5).

Таблица 5 – Количество поданных заявлений в Институт механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва»

Форма доставки	Количество заявлений		
	2014 г.	2015 г.	2016 г.
Веб	29	38	52
Лично	588	703	543

Для того, чтобы приемная кампания по привлечению в университет способных, мотивированных абитуриентов стала максимально продуктивной, она должна стать комплексной, используя различные подходы.

Таким образом, профориентационная работа является важнейшим фактором, обеспечивающим привлечение абитуриентов в вуз, кроме того она – показатель активного присутствия Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарёва» и кафедр в образовательном пространстве республики, что становится одним из критериев управления качеством образования. В результате всего этого происходит повышение престижа ценности высшего образования в молодежной среде, формирование прочного профессионального интереса и профессиональной мотивации абитуриентов и студентов, повышение качества профессиональной подготовки бакалавров и магистров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фомин А.И. Организация профориентационной работы института механики и энергетики / А.И. Фомин, С.В. Червяков // Межвуз. сб. науч. тр.: Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. 2016. С. 543-547.
2. Червяков С.В. Проведение адаптационной программы для студентов первого курса / С.В Червяков, А.И. Фомин, Н.И. Пищулина // Межвуз. сб. науч. тр.: Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. 2016. С. 540-543.
3. Наумкин Н.И. Интегрированная схема подготовки студентов к инновационной инженерной деятельности на основе ФГОС / Н.И. Наумкин, Е.А. Нуянзин // Современное машиностроение. Наука и образование, 2013. №3. С. 135–142.
4. Наумкин Н.И. [и др.]. Особенности подготовки студентов к инновационной деятельности // Тракторы и сельхозмашины, 2012, №10. С.53 – 55.
5. Стефаненко П.Ф. Пути активизации учебно-познавательной деятельности студентов // Современное машиностроение. Наука и образование, 2016. №5. С. 144–156.
6. Наумкин Н.И. Подготовка студентов национальных исследовательских университетов к инновационной инженерной деятельности на основе интеграции теоретического и практического обучения этой деятельности /Н.И. Наумкин, Е.П. Грошева, Н.Н. Шекшаева, В.Ф. Купряшкин, Е.Н. Панюшкина - Саранск. Изд-во Мордов. ун-та. 2014. - 140 с.
7. Наумкин, Н.И. Олимпиадная среда – как условие формирования СИИД / Н.И. Наумкин // Высшее образование в России. – 2008. – № 8. – С. 111 – 116.
8. Наумкин, Н. И. Всероссийские конкурсы как форма подготовки специалистов к инновационной деятельности / Н.И. Наумкин // Профессиональное образование. – 2008. – № 11. – С. 18 – 19.
9. Наумкин, Н.И. Опыт проведения региональных летних научных студенческих школ по механике/ Н.И. Наумкин // Регионология. – 2005. – № 4. – С.159 – 165.
10. Наумкин, Н.И. Роль Всероссийских студенческих конкурсов по специальности «Механизация сельского хозяйства» в подготовке инженерных кадров / Н.И. Наумкин, М.Н. Чаткин, В.Ф. Купряшкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – № 5. – С. 35 – 36.
11. Наумкин Н.И. Летние научные школы – важный компонент подготовки студентов национальных исследовательских университетов к инновационной деятельности /Наумкин Н.И., Грошева Е.П., Купряш-

- кин В.Ф., Шекшаева Н.Н., Панюшкина Е.Н. // *Фундаментальные исследования*. 2012. - №11, Ч.1. С. 84-89.
12. Наумкин Н.И. Практическое обучение инновационной инженерной деятельности в региональных летних научных школах / Н.И. Наумкин, Н.Н. Шекшаева, В.Ф. Купряшкин, Е.Н. Панюшкина // *Регионология*. – 2014. - № 4 (89). – С. 55-62.
13. Наумкин Н.И. Эффект агроинженерных олимпиад / Н.И. Наумкин, А. В. Котин, В.Ф. Купряшкин, Е.П. Грошева, Н.П. Пяткин // *Сельский механизатор*. – 2015. - № 8. – С. 2 – 4.

N.I. Naumkin¹, A. I. Fomin², E.A. Nuyanzin³

PROFORENTENTAL WORK IS A PLACE OF QUALITATIVE TRAINING OF STUDENTS

Mordovian State University, Saransk, Russia

Abstract

Qualitative training of graduates of higher educational institutions is a priority task, both at the level of the educational institution and at the state level. To achieve high results, work must begin from the moment when the future student is an entrant and faces the choice of a profession and an educational institution. In this regard, the university should organize its interaction with students and applicants so that more educated and motivated students come to this institution. The main directions of the work of the Institute of Mechanics and Power Engineering at the Moscow State University are revealed in the article. N.P. Ogareva "with the entrants of general educational institutions.

Keywords: vocational guidance, choice of profession, work with entrants, graduate training, education.

REFERENCES

- [1] Fomin A.I., Chervyakov S.V. Organization of vocational guidance work of the Institute of Mechanics and Power Engineering // *Interuniversity collection of scientific papers: Energy-efficient and resource-saving technologies and systems*. Saransk, 2016. P.543-547.
- [2] Chervyakov S.V., Fomin A.I., Pishulina N.I. Conducting an adaptation program for first-year students // *Interuniversity collection of scientific papers: Energy-efficient and resource-saving technologies and systems*. Saransk, 2016. P.540-543.
- [3] Naumkin N.I Nuyanzin E.A. Integrated circuit training students for

- innovative engineering activities on the basis of the FSES // Modern engineering. Science and education: № 3 - 2013. - P. 135-142.
- [4] Naumkin N.I., Shabanov G.I., Kupryashkin V.F., Kilmyashkin E.A., Lomatkin A.N., Nuyanzin E.A. Features of preparation of students for innovative activity // Tractors and agricultural machinery, 2012, №10. P.53-55.
- [5] Stephanenko P.F. Ways of activization of educational-cognitive activity of students // Modern engineering. Science and education: № 5 - 2016. - P. 144-156.
- [6] Naumkin N.I., Grosheva E.P., Shekshaeva N.N., G.I., Kupryashkin V.F., Panushkina E.N. Preparation of students of national research universities for innovative engineering activities on the basis of integration of theoretical and practical training of this activity. Saransk. 2014. – 140 p.
- [7] Naumkin N.I. Olympiad environment - as a condition for the formation of SIID // Higher education in Russia. 2008, № 8. P. 111-116.
- [8] Naumkin N.I. All-Russian competitions as a form of training specialists for innovative activities // Professional education. 2008, №11. P. 18-19.
- [9] Naumkin N.I. Experience in holding regional summer scientific student schools in mechanics // Regionology. 2005, №4. P.159-165.
- [10] Naumkin N.I., Chatkin M.N., Kupryashkin V.F. The role of All-Russian student competitions in the specialty "Mechanization of Agriculture" in the training of engineering personnel // Mechanization and electrification of agriculture. 2006, №5. P.35-36.
- [11] Naumkin N.I., Grosheva E.P., Shekshaeva N.N., G.I., Kupryashkin V.F., Panushkina E.N. Summer scientific schools - an important component of the preparation of students of national research universities for innovation // Fundamental research. 2012, №11, Part 1. P. 84-89.
- [12] Naumkin N.I., Shekshaeva N.N., G.I., Kupryashkin V.F. Practical training of innovative engineering activities in regional summer scientific schools // Regionology. 2014, №4(89). P.55-62.
- [13] Naumkin N.I., Kotin A.V., Kupryashkin V.F., Grosheva E.P., Pyatkin N.P. // Rural mechanic. 2015, №8. P.2-4.

Г.А. Прокурат¹, А. В Струкова², А. Ю. Вуколов³, О. В. Егорова⁴

СВОБОДНО ГЕНЕРИРУЕМАЯ ГРАФИКА И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕЕ ПРИМЕНЕНИЯ В ИНЖЕНЕРНОМ ОБРАЗОВАНИИ

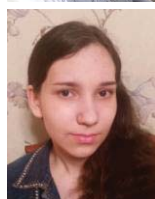


¹Глеб Андреевич Прокурат, слушатель программы довузовской подготовки

ИСОТ МГТУ им. Н. Э. Баумана

Россия, Москва

E-mail: dvil200220@yandex.ru



²Александра Владимировна Струкова, слушательница программы довузовской подготовки

ИСОТ МГТУ им. Н. Э. Баумана

Россия, Москва

E-mail: strukova.ghost@yandex.ru



³Андрей Юрьевич Вуколов, ассистент

Московский Государственный Технический Университет

им. Н. Э. Баумана, кафедра «Теория механизмов и машин»

Россия, Москва

E-mail: twdragon@bmstu.ru



⁴Ольга Владимировна Егорова, д.и.н., к.т.н., профессор

Московский Государственный Технический Университет

им. Н. Э. Баумана, кафедра «Теория механизмов и машин»

Россия, Москва

E-mail: tmm-olgaegorova@yandex.ru

Аннотация

Современное инженерное образование требует IT-решений, интегрированных в учебные курсы. Оснащение таких решений сложным графическим интерфейсом и трехмерным пространством визуализации позволяет значительно улучшить понимание студентами преподаваемой дисциплины. Очевидный, но мало применяемый путь к реализации таких курсов – использование свободной генерации графики. В данной статье приводится пример применения графики, генерируемой с помощью 3D-среды визуализации.

зации («игрового движка») Unity 3D в курсе ТММ МГТУ им. Н. Э. Баумана

Ключевые слова: программное обеспечение, open source, ТММ, инженерное образование, разработка курсов, Unity, 3D, графика, виртуальная реальность, игровой движок

ВВЕДЕНИЕ

С момента создания ТММ как учебной дисциплины [12] при ее преподавании требуется обширный набор наглядных пособий и примеров. В эпоху 3D-решений и развитой компьютерной графики предпринимается множество попыток перенести такой сложный учебный процесс в виртуальную рабочую среду. В качестве примера успешной реализации переноса можно рассматривать описанную в работе [14] 3D-модель прявила Уатта (рис .1), разработанную с учетом максимального соответствия формы оригинальному механизму (рис .2).

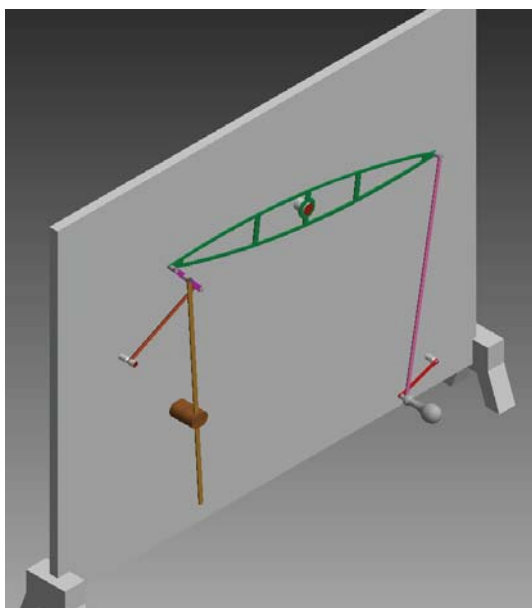


Рис. 1. 3D-модель прявила Уатта



Рис. 2. Модель прямилы Уатта в музее МГТУ им. Баумана

Модель реализована в виде 3D-сборки SolidWorks, позволяющей не только реализовать рутинные демонстрации структуры/сборки-разборки/стержневой модели, но и преобразовывать трехмерные сетки в твердотельные модели для конечно-элементного анализа а таких пакетах, как ANSYS и SolveSpace. Однако, с накоплением опыта использования модели в учебном процессе стал очевидным ее главный недостаток: необходимость иметь на демонстрационной машине полноценную 3D CAD-систему без возможности инкапсуляции ограниченного набора ее возможностей в компактное демонстрационное решение наподобие интегрированных презентаций MS PowerPoint. Кроме того, при существующем подходе к использованию CAD-систем не существует возможности глубокой параметризации, то есть изменения геометрии и характеристик звеньев прямо в процессе демонстрации.

Реализацию описанных возможностей допускают только специализированные 3D-решения (т.н. «движки», англ. *3D engines*), применяемые в индустрии разработки игр и кинематографическом 3D-рабочем процессе [7, 8, 16]. Они используют механизм визуализации моделей, генерируемых в виртуальном рабочем пространстве с помощью программных процедур (скриптов) в реальном времени [10]. Этот механизм позволяет, в частности, создавать компьютерные игры, ориентированные на обучение [2], полностью раскрывающие тот или иной аспект преподаваемой дисциплины на максимально наглядных интерактивных примерах. Ограниченно такой же подход к визуализации используют, в том числе, и CAD/FE-системы для генерации сетки и имитации деформаций твердого тела [5, 9], но в списке их функциональности отсутствует возможность генерации модели в целом.

Специализированные решения для генерации графики реализуют транспорт, допускающий отображение списков геометрических данных в сетчатую модель твердого трехмерного тела, а также тензорный вычислитель (TPU, англ. *Tensor Processing Unit*), выполняющий просчет геометри-

ческих операций над созданными моделями. Ниже описан пример использования 3D-генерирующего «движка» Unity 3D при разработке лабораторной модели для курса ТММ.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Курс ТММ в МГТУ им. Н. Э. Баумана включает практикум, состоящий из 8 лабораторных работ. Одна из этих работ посвящена формообразованию эвольвентных зубчатых колес методом огибания [11]. В процессе работы студент вручную прорисовывает на специальном станке (рис. 3) форму зубьев колеса при различных значениях коэффициента смещения инструмента. Движение зубчатой рейки станка связано с движением модельного круга таким образом, чтобы реализовать огибание. Однако, фактически происходит моделирование нарезания колеса с деформацией и удалением материала движением резания, то есть, возвратно-поступательным движением зубчатой рейки в плоскости, перпендикулярной рабочей по рис. 3. Вид полученной на выходе модели колеса представлен на рис. 4.

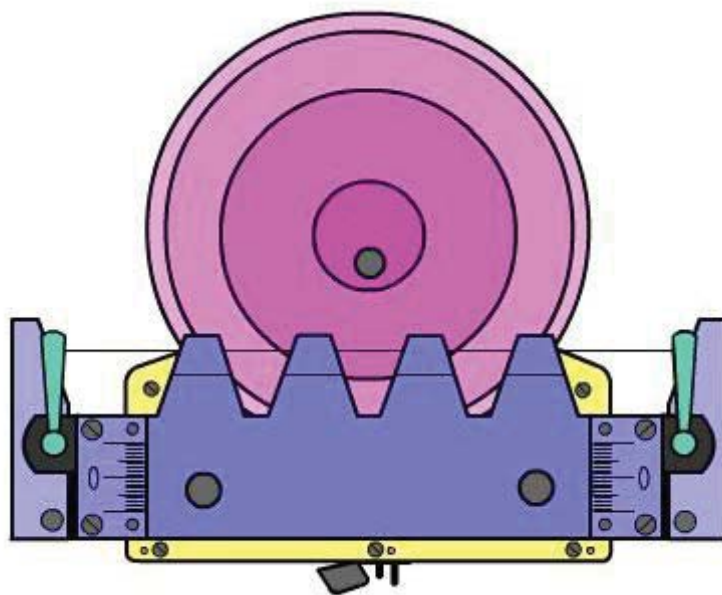


Рис. 3. Станок для имитации изготовления эвольвентного зубчатого колес методом огибания (эскиз А. Струковой)

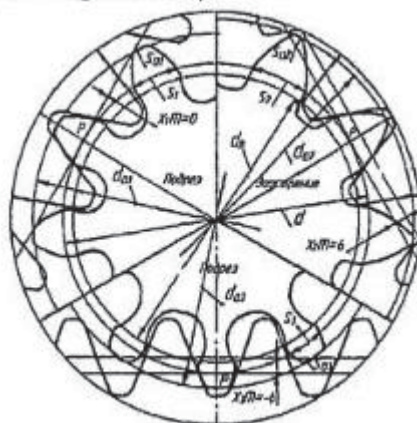


Рис. 4. Модель зубчатого колеса

Трехмерная модель подобного устройства могла бы с успехом применяться в учебном процессе при условии реализации имитации резания. Традиционный подход к разработке учебного курса требует в этом случае применения САМ-решения. В данной работе ставится задача обеспечения имитации резания средствами генерации моделей и графики.

Выбор 3D-генерирующего программного обеспечения

Использование САМ-решений в данной работе было сочтено неприемлемым, так как эти продукты лицензируются по собственной модели и обладают всеми недостатками, связанными с демонстрацией, которые были описаны ранее. К программному обеспечению (ПО), обеспечивающему генерацию и визуализацию моделей, предъявлялись следующие требования:

- Поддержка 3D-моделей объектов, разработанных средствами свободного ПО, например, Blender;
- Поддержка создания скриптов на языках программирования Java, C#, LuaScript;
- Свободная или бесплатная при добросовестном некоммерческом использовании модель лицензирования;
- Поддержка имитации движения, столкновений, деформации, членения и разрушения объектов рабочего пространства;
- Возможность создания законченного демонстрационного решения в виде программы, исполняемой под управлением основных операционных систем;
- Существование успешно реализованных «на системе» проектов, ставивших сходные цели.

Всем указанным требованиям удовлетворяет в настоящее время только решение Unity 3D, предназначенное для автоматизации разработки игр. Оно использует язык программирования C# для создания скриптов. Известно несколько проектов обучающих приложений, реализованных на Unity 3D. Они описаны в работах [3, 15].

МОДЕЛИРОВАНИЕ

Резание

Резание материала имитируется Unity 3D самостоятельно как особый тип коллизии (столкновения моделей в рабочем пространстве). Генерация графического представления происходит с помощью сопоставленного ему скрипта («коллайдера» в терминологии Unity). Однако, рабочее пространство Unity 3D построено таким образом, что графически представимый трехмерный объект не является твердым телом. Вместо этого используется сетчатая модель, состоящая из вершин и ребер [3]. Генерация такого объекта сводится к простой процедуре задания вершин и векторов, характеризующих отображение поверхностей:

```
public class Make : MonoBehaviour
{
    public Vector3 d;
    public Mesh mesh;
    public float l = 0.5f;
    public GameObject disk;
    void Start()
    {
        d = Vector3.up / -1000;
        mesh = GetComponent<MeshFilter>().mesh;
    }
}
```

Таким образом, при имитации резания невозможной оказывается реализация простого логического вычитания 3D-объектов в рабочем пространстве Unity. Для обхода этого ограничения требуется напрямую взаимодействовать с вершинами в составе 3D модели из скрипта. Кроме того при стандартной обработке столкновений объектов рабочего пространства учитываются только крайние вершины сетчатой модели, но не промежуточные. Большое количество вершин используется только для определения области, в которой происходит взаимодействие. В связи с этим было принято решение использовать «пустую» модель, просчитывая столкновения через генерируемые в реальном времени простые объекты, не имеющие графического отображения.

Силовое взаимодействие

Отличительная особенность Unity 3D – возможность моделирования силового взаимодействия через механизм сдвига вершин. Такой сдвиг задается вектором, длина которого является однозначной функцией относительной скорости соприкосновения. Таким образом, в рамках поставленной задачи, возможно имитировать постепенное удаление инструментом материала с диска-заготовки будущего зубчатого колеса. При этом происходит изменение характеристик вершин и в составе модели, а также генерация и удаление ребер. Процедура, реализующая такую обработку модели является известной в практике программирования простой функцией обработки свойств вложенных объектов:

```
void OnCollisionEnter(Collision collision)
{
    bool id = false;
    Vector3[] ver = mesh.vertices;
    for(int i = 0; i < ver.Length; i++)
    {
        for(int j = 0; j < collision.contacts.Length;
j++)
        {
            Vector3 point = transform.
InverseTransformPoint (collision.contacts[j].point);
            float dist = Vector3.Distance(point,
ver[i]);
            if(dist < 0.0006f)
            {
                ver[i] += d;
                id = true;
            }
        }
    }
    if(id)
    {
        mesh.vertices = ver;
        mesh.RecalculateNormals();
        mesh.RecalculateBounds();
        GetComponent<MeshCollider>().sharedMesh =
mesh;
    }
}
```

Выбранные согласно приведенной процедуре вершины сдвигаются таким образом, что образуют геометрически приближенное отображение зубьев рейки (рис .3).

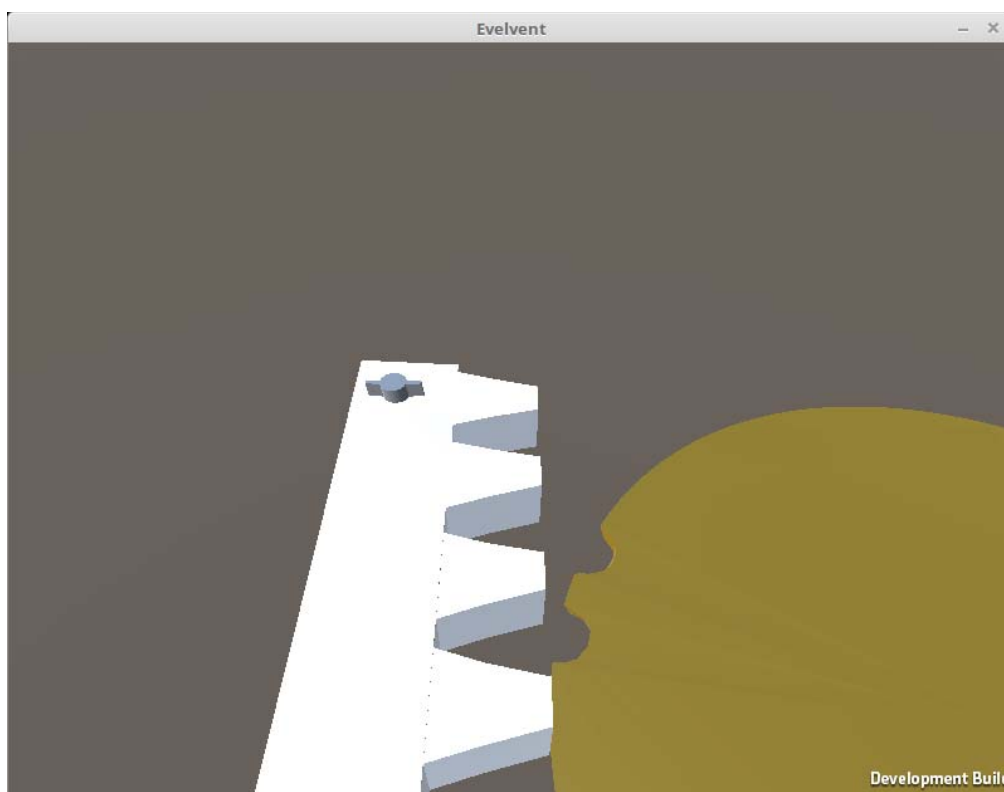


Рис. 5. Вид экрана запущенного тестового решения

Вращательное движение диска-заготовки зубчатого колеса имитируется встроенным GPU Unity 3D, которому передается для обработки матрица поворота координатной системы, связанной с объектом, относительно общих координат рабочего пространства. В разработанном тестовом решении (рис. 5) матрица поворота передается в GPU по щелчку мыши.

Полученная на выходе программа является свободно распространяемым продуктом, имеющим версии для операционных систем Windows и Linux. Она не требует дополнительной установки и развертывания, и пригодна к запуску на любой ЭВМ, имеющей графическую подсистему с ускорением трехмерной графики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанное при подготовке данной работы тестовое решение демонстрирует высокий потенциал свободно генерируемой графики в инженерном образовании. Использование генерирующего графического решения расширяет функционал 3D-моделей глубокой параметризацией, а так-

же открывает возможности тестирования созданных механизмов и доработки получаемых тестов силами самих студентов. С точки зрения преподавателя ТММ, свободно генерируемая графика позволяет дополнить учебный процесс элементами дополненной и виртуальной реальности, причем качество отображения объектов будет сравнимо с таковым в игровых приложениях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басманов Д. Каверзные кватернионы. 2013. URL <https://habrahabr.ru/post/183908/> (дата обращения 12.04.2017)
2. Derwich, S., Essalmi, F.: A 3D Learning Game for Representing Artificial Intelligence Problems, pp. 33–38. Springer Singapore, Singapore, 2017
3. Falah, J., Charissis, V., Khan, S., Chan, W., Alfalah, S.F.M., Harrison, D.K.: Development and Evaluation of Virtual Reality Medical Training System for Anatomy Education, pp. 369–383. Springer International Publishing, Cham, 2015. DOI 10.1007/978-3-319-14654-6 23
4. Freiknecht, J., Geiger, C., Drochert, D., Effelsberg, W., Dörner, R.: Game Engines, pp. 127–159. Springer International Publishing, Cham, 2016. DOI 10.1007/978-3-319-40612-1 6
5. Content-based 3D mesh model retrieval from hand-written sketch. / Kanai, S. // International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM) №2(2), стр. 87–98, 2008. DOI 10.1007/s12008-008-0038-4
6. Анализ состояния внедрения свободного программного обеспечения в образовательной системе России / Коваленко В. А. // Педагогическое образование в России, №6, 2013, стр. 188–192
7. Lin, Q., Zhao, Z., Xu, D., Wang, R.: Design and Implementation of an OpenGL Based 3D First Person Shooting Game, pp. 50–61. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2011). DOI 10.1007/978-3-642-18452-9 3
8. Martin, A., Lim, A., Colton, S., Browne, C.: Evolving 3D Buildings for the Prototype Video Game Subversion, pp. 111–120. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2010). DOI 10.1007/978-3-642-12239-2 12
9. Skeleton-based computational method for the generation of a 3D finite element mesh sizing function / Quadros, W.R., Shimada, K., Owen, S.J. // Engineering with Computers №20(3), 2004, стр. 249–264. DOI 10.1007/s00366-004-0292-4
10. Procedural content generation for platformers: designing and testing FUN PLEdGE / Ripamonti, L.A., Mannalà, M., Gadia, D., Maggiorini, D. // Multimedia Tools and Applications, №76(4), 2017, стр. 5001–5050
11. Тарабарин, В. Б., Кузенков, В. В., Фурсяк, Ф. И. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин. М., МГТУ, 2002

12. Vukolov, A.: F. Reuleaux, F. Wittenbauer: Their Influence on Evolution of Applied Mechanics in Russia at the Beginnings of XX th Century, pp. 315–322. Springer International Publishing, Cham, 2017. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 32
13. Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham, 2017. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 26.
14. New challenges of 3D mechanisms models in TMM training. / Vukolov, A.Y., Egorova, O.V. // International Review of Mechanical Engineering, №10(5), 2016, стр. 303–311 DOI 10.15866/ireme.v10i5.9246
15. Gamified learning through Unity 3D in visualizing environments / Wang, D. // Neural Computing and Applications pp. 1–6, 2017
16. Warren, R., Champion, E.: Linked Open Data Driven Game Generation, pp. 358–373. Springer International Publishing, Cham, 2014. DOI 10.1007/978-3-319-11915-1 23

Gleb Prokurat¹, Alexandra Strukova¹, Andrei Vukolov², Olga Egorova²

FREE-GENERATED GRAPHICS AND ITS PERSPECTIVES IN THE AREA OF ENGINEERING EDUCATION

¹Bauman Moscow State Technical University, Institute of Modern Educational Technologies, Russia;

²Bauman Moscow State Technical University, Russia

Abstract

Engineering education requires modern training courses and integrated IT solutions. These solutions must have special user interface with sophisticated graphics that can significantly increase possibilities for the student to understand and to achieve the skill the course is designed for. In era of fast modeling and graphic games there is evident way to improve the interface of training solution — to use generated graphics. In this paper the example of usage of generated graphics is given for TMM training in Bauman University and usage of the Unity 3D environment in development of training solution is demonstrated on.

Key words: software, 3D graphics, TMM, engineering education, course development, Unity, game engine, virtual reality

REFERENCES

- [1] Basmanov, D.: The captious quaternions (in Russian) (2013). URL <https://habrahabr.ru/post/183908/>

- [2] Derwich, S., Essalmi, F.: A 3D Learning Game for Representing Artificial Intelligence Problems, pp. 33–38. Springer Singapore, Singapore (2017)
- [3] Falah, J., Charissis, V., Khan, S., Chan, W., Alfalah, S.F.M., Harrison, D.K.: Development and Evaluation of Virtual Reality Medical Training System for Anatomy Education, pp. 369–383. Springer International Publishing, Cham (2015). DOI 10.1007/978-3-319-14654-6_23
- [4] Freiknecht, J., Geiger, C., Drochert, D., Effelsberg, W., Dörner, R.: Game Engines, pp. 127–159. Springer International Publishing, Cham (2016). DOI 10.1007/978-3-319-40612-1_6
- [5] Kanai, S.: Content-based 3D mesh model retrieval from hand-written sketch. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)* 2(2), 87–98 (2008). DOI 10.1007/s12008-008-0038-4
- [6] Kovalenko, V.A.: State of deployment analysis of free software in institutions of the educational system in Russia (in Russian). *Pedagogical Education in Russia* 6, 188–192 (2013)
- [7] Lin, Q., Zhao, Z., Xu, D., Wang, R.: Design and Implementation of an OpenGL Based 3D First Person Shooting Game, pp. 50–61. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2011). DOI 10.1007/978-3-642-18452-9_3
- [8] Martin, A., Lim, A., Colton, S., Browne, C.: Evolving 3D Buildings for the Prototype Video Game Subversion, pp. 111–120. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg (2010). DOI 10.1007/978-3-642-12239-2_12
- [9] Quadros, W.R., Shimada, K., Owen, S.J.: Skeleton-based computational method for the generation of a 3D finite element mesh sizing function. *Engineering with Computers* 20(3), 249–264 (2004). DOI 10.1007/s00366-004-0292-4
- [10] Ripamonti, L.A., Mannalà, M., Gadia, D., Maggiorini, D.: Procedural content generation for platformers: designing and testing FUN PLEdGE. *Multimedia Tools and Applications* 76(4), 5001–5050 (2017)
- [11] Tarabarin, V.B., Kuzenkov, V.V., Fursyak, F.I.: Laboratory Practice on Theory of Mechanisms and Machines (in Russian). Bauman Moscow State Technical University, Moscow (2002)
- [12] Vukolov, A.: F. Reuleaux, F. Wittenbauer: Their Influence on Evolution of Applied Mechanics in Russia at the Beginnings of XX th Century, pp. 315–322. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6_32
- [13] Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6_26
- [14] Vukolov, A.Y., Egorova, O.V.: New challenges of 3D mechanisms models in tmm training. *International Review of Mechanical Engineering* 10(5), 303–311 (2016). DOI 10.15866/ireme.v10i5.9246

- [15] Wang, D.: Gamified learning through Unity 3D in visualizing environments. *Neural Computing and Applications* pp. 1–6 (2017)
- [16] Warren, R., Champion, E.: *Linked Open Data Driven Game Generation*, pp. 358–373. Springer International Publishing, Cham (2014). DOI 10.1007/978-3-319-11915-1_23

Солодарь А.А.

ОПЫТ ПРОВЕДЕНИЯ ПРАКТИКУМА ПО КУРСУ «СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ»



Андрей Александрович Солодарь
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)446-6315, E-mail: andrew_solodar@mail.ru.

Аннотация

В работе рассмотрен подход к проведению практикума в форме самостоятельной разработки, проводимой студентами. Акцент сделан на программировании системы управления объектом.

Ключевые слова: практикум, системы управления электроприводами, разработка

Практикум по курсу «Системы управления электроприводами» проводится на завершающих этапах обучения бакалавров. Его целью является непосредственное ознакомление студентов с промышленными образцами электроприводов различного назначения для получения знаний по их устройству, техническим возможностям, навыков ввода в эксплуатацию. Предполагается, что занятия должны дать студентам не только первоначальный опыт, но и стать одной из отправных точек для тех из них, кто готовится к карьере разработчика новой техники.

Практическое воплощение практикума, как правило, сводится к серии лабораторных работ [1-4] в рамках которых проводится соответствующее конфигурирование электропривода при помощи его встроенного программного обеспечения. Затем на работающем электроприводе регистрируются осциллограммы переходных процессов. Силовая установка, чаще всего, представляет собой спаренный агрегат для нагружения двигателя по заданной программе. В отдельных случаях, если позволяют лабораторные стенды, выполняются взаимные перемещения

объектов и их частей, имитирующих производственные механизмы. Хотелось бы отметить, что в вышеописанном виде занятия в значительной степени повторяют цикл лабораторных работ, проводимых в рамках курса «Электропривод» и ему подобных. Качество проведения занятий в значительной степени зависит от полноты и занимательности имитации производственных механизмов: конвейеров, кранов, вентиляторов и т.д. К сожалению, лабораторные стенды такого рода встречаются достаточно редко [5]. В ряде случаев экспериментальные исследования подменяются моделированием на компьютере с использованием специализированных программ математического моделирования [6,7]. Отметим, что описанный подход ориентирован на подготовку, главным образом, пользователей продукции: студентов учат эксплуатировать серийные изделия, как правило, западных фирм. Кроме того, за пределами курса остается большой класс электроприводов малой мощности, которые чрезвычайно широко применяются в области приборостроения, мобильных и робототехнических систем.

Принимая во внимание вышесказанное, автор решил видоизменить порядок проведения занятий. В рамках одного семестра студентам предлагается самостоятельно реализовать систему управления устройством, в состав которого входят электродвигатель и управляющий микроконтроллер. При этом устройство не является абстрактной учебной химерой, а представляет собой сильно упрощенный вариант серийно выпускаемого изделия. Такой подход, по мнению автора, вынудит студентов столкнуться с программированием систем реального времени, заставит их увидеть и учесть физические ограничения, накладываемые электромеханикой. Тем самым, они смогут убедиться на конкретном примере, как необходимы знания из разных курсов для успешного решения задач связанных с применением электроприводов. В результате упор будет сделан на развитие навыков самостоятельной разработки, в частности, программировании встроенных систем управления и электронике.

Прототипом лабораторного стенда послужил двухкоординатный планшет-приставка, работающий в составе спектрофлюориметра [8]. Он используется для проведения серийных анализов биопрепаратов в медицинской практике, экологической экспертизе или научных изысканиях. Структурная схема лабораторного стенда показана на рис. 1. Микроконтроллер при помощи интегральных драйверов управляет двумя биполярными двухфазными шаговыми двигателями (ШД). Управление ограничено полношаговым режимом с перекрытием фаз. Для привязки стола планшета к опорным точкам служат концевые выключатели, которые срабатывают при достижении механизмом планшета крайних положений. Индикация режимов работы и особых ситуаций реализована при помощи двух светодиодов и сирены. Управление планшетом

выполняется с компьютера (на рис. 1 не показан) через интерфейс RS232. Питание силовой части станда (драйверов ШД) осуществляется от источника постоянного напряжения +12В.

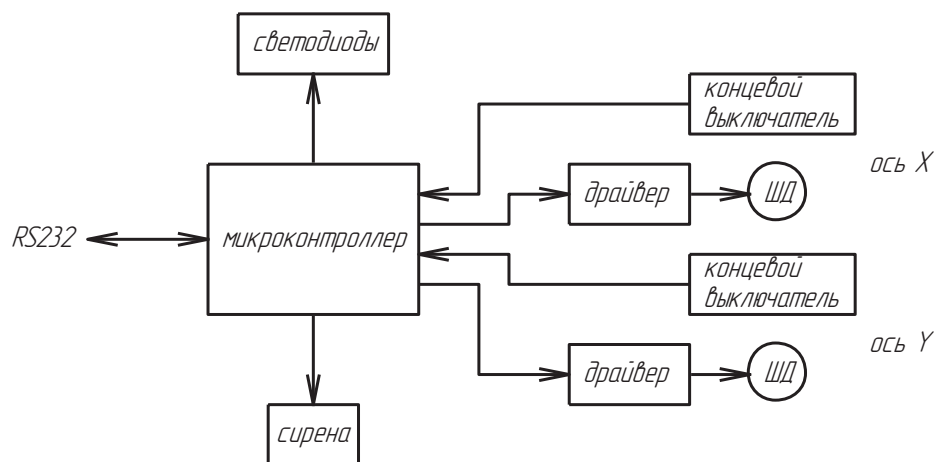


Рис. 1. Структурная схема лабораторного станда

Управляющая часть лабораторного станда – это отладочный комплект для микроконтроллера K1986BE92QI производства российской фирмы «Миландр» [9]. Комплект представляет собой плату с установленными на ней микроконтроллером, обрамляющей логикой, системой питания и интерфейсами для связи с компьютером [10]. Микроконтроллер построен на базе 32-х разрядного ядра ARM Cortex-M3, которое в настоящий момент является одним из самых популярных и распространенных на рынке встраиваемых систем. Плата содержит два светодиодных индикатора, которые задействуются при работе с планшетом. Драйверы ШД подключаются к плате через имеющиеся на ней разъемы расширения: колодки с набором контактов, к которым подсоединены выводы микроконтроллера. Питание платы осуществляется либо от отдельного источника постоянного напряжения +12В, либо непосредственно от USB-порта компьютера.

Драйверы ШД, сирена, и разъемы для подключения исполнительных устройств смонтированы на отдельной печатной плате (рис. 2). Она сделана на базе бракованной платы управления монохроматорами спектрофлюориметра: ненужные фрагменты платы вместе с компонентами обрезаны. Недостающие, но необходимые для работы планшета соединения выполнены навесным монтажом с обратной стороны платы. Драйверы обеспечивают в обмотках ШД ток 160 мА.

Наиболее сложная и трудоемкая часть станда – это механический конструктив (рис. 3). Он представляет собой раму с двумя подвижными каретками, которые могут независимо перемещаться в двух ортогональных направлениях в горизонтальной плоскости в пределах 110 мм. И рама, и каретки изготовлены из алюминиевых швеллеров и уголков, скрепленных

винтами. Подшипники скольжения, выполненные из пластиковых втулок, снижают силы трения при перемещении кареток. Кроме того, они обеспечивают фиксацию кареток внутри швеллеров в вертикальном направлении. На каждой каретке установлен ШД GD35ST26-0284A. Вращение валов ШД преобразуется в поступательное перемещение кареток при помощи зубчатых реек и шестерен (рис. 4). Зубчатые пары изготовлены с помощью технологии трехмерной печати из ABS-пластика. На одной из кареток установлен стол планшета: квадратная область 10x10 ячеек с нанесенной нумерацией (рис. 5). Над столом на раме закреплен белый светодиод, имитирующий ультрафиолетовое возбуждение для люминесценции биопрепарата. Пятно засветки от него на столе зрительно указывает на ячейку, которая находится в зоне анализа.

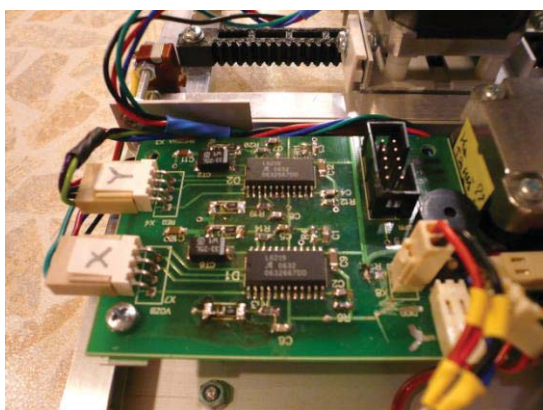


Рис. 2. Плата драйверов станда

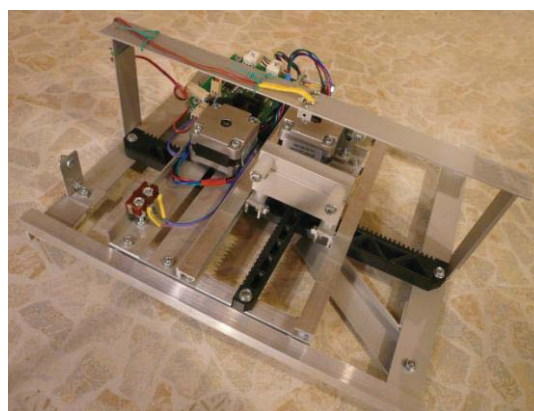


Рис. 3. Механический конструктив

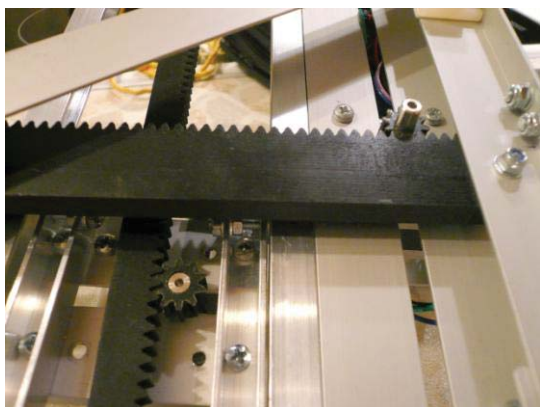


Рис. 4. Зубчатые пары приводов

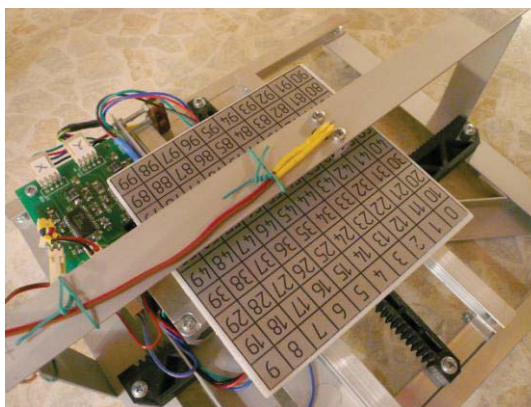


Рис. 5. Стол планшета

Из-за относительно большой трудоемкости стенд изготовлен в единственном экземпляре. Это не позволяет учащимся на занятиях работать полностью автономно: они вынуждены проверять результаты своей работы по очереди.

Задание на разработку, которое получают студенты, сводится к следующему. Необходимо написать программу для управляющего

микроконтроллера, которая позволит принимать по интерфейсу RS232 заданный перечень команд с последующим их исполнением. В задании оговаривается формат команд, допустимое время исполнения, требуемая реакция, приводятся примеры обмена для каждой команды между микроконтроллером и компьютером. Другими словами, приводится полный текст технического задания на разработку системы управления планшетом. Что характерно, требуемое поведение планшета очень близко к его реальному прототипу. Заданный перечень команд выглядит следующим образом (детали опущены):

а) Запрос имени автора программного обеспечения устройства.

В ответ на команду устройство отправляет строку с фамилией автора и номером группы.

б) Запрос состояния устройства.

В ответ на команду устройство отправляет строку с состоянием приводов и номером ячейки, которая в данный момент находится в зоне анализа. Состояние каждого привода может быть: «стоп»; «поиск крайнего положения»; «позиционирование»; «ошибка».

в) Поиск крайних положений механизма.

В ответ на команду начинается движение кареток планшета в сторону конечных выключателей до их срабатывания. Результат выполнения индицируется при помощи звуковой сигнализации.

г) Команда позиционирования.

В ответ на команду выполняется перемещение кареток для установления в зону анализа ячейки с заданным в команде номером. Результат выполнения индицируется при помощи звуковой сигнализации.

Со стороны компьютера управление планшетом ведется при помощи специальной программы, пользовательский интерфейс которой показан на рис. 6. Щелчком мыши выбирается нужная ячейка стола. В ответ на это стол планшета должен передвинуться так, чтобы выбранная ячейка оказалась в зоне анализа, т.е. была освещена светодиодом. При нажатии на кнопку «Настройка» должен активироваться поиск крайних положений механизма. Нарушение связи с планшетом приводит к замене надписи с именем автора программы на соответствующее уведомление.



Рис. 6. Пользовательский интерфейс программы управления планшетом

Вышеописанный подход к проведению занятий был опробован автором и позволил сделать следующие выводы.

1. Студенты испытывают затруднения при использовании языка программирования Си. Это обусловлено недостатком практического опыта его применения. Проблема решается путем самостоятельной подготовки студентов к занятиям: изучением руководств по синтаксису языка и периодическими консультациями со стороны преподавателя.
2. Студенты часто не могут трансформировать знания, полученные в ходе изучения других дисциплин, в конкретные алгоритмы работы микроконтроллера. Под действием наводящих вопросов они демонстрируют понимание принципов управления ШД или работы регуляторов тока. Но соотнести эти сведения с требуемым порядком работы устройства без посторонней помощи часто оказываются не в состоянии. Для преодоления затруднений по ходу занятий приходится проводить теоретические отступления для пояснения отдельных аспектов работы приводов и их практической реализации.
3. Студенты с большим трудом ориентируются в технической документации. Любые аспекты работы аппаратной части микроконтроллера, которые требуют чтения справочного руководства, как правило, не обходятся без вмешательства преподавателя. Очевидно, что здесь сказывается отсутствие у них практического опыта. Ситуация усугубляется сложившейся у студентов практикой игнорировать изучение рекомендованной лекторами дополнительной литературы. Решением проблемы может стать только самостоятельная

работа студентов по выработке навыков работы с техническими текстами.

4. Следует признать, что вышеописанный подход к проведению практикума оказывается достаточно сложным для студентов. Целесообразно уменьшать объем требований к ним в соответствии с демонстрируемым ими уровнем подготовки и значимую часть занятий проводить в форме простой демонстрации. Проблема отчасти может быть решена увеличением времени отводимого на данные занятия и повышением уровня мотивации самих студентов. Например, включением полученных результатов в другие студенческие работы.
5. Форма проведения занятий и решаемые студентами задачи характерны, скорее, для практикума по программированию микроконтроллеров, чем для курса «Системы управления электроприводами», что может вызвать справедливые нарекания.

Автор выражает благодарность сотруднику ООО «Люмэкс» Смирнову А.Н. за помощь в изготовлении стенда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воробьев В.А. Практикум по электроприводу сельскохозяйственных машин и установок. - М.: КолосС, 2009. - 208 с.: ил.. - (Учебники и учебные пособия для студентов высш. Учеб. заведений).
2. А.Е. Алехин, С.В. Ляпушкин Лабораторный практикум по курсу «Системы управления электроприводами» - Томск: Изд-во ТПУ, 2004, - 99 с.
3. Соловьев В.А. Системы управления электроприводами: лабораторный практикум / В.А. Соловьев, Е.Н. Землянская. – Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО «КнАГТУ», 2015. – 94 с.
4. Системы управления электроприводами: лабораторный практикум для студентов специальности 1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы» в 3 частях. Ч. 2. Системы логического релейно-контакторного управления / сост. Н. Н. Михеев. - Минск: БНТУ, 2016. - 60 с.: ил.
5. Егоров И.Н., Назаров А.А., Немонтов В.А. Автоматическое управление электроприводами: Лаб. практикум. Ч. 2 / Владим. гос. ун-т, Владимир, 2002. - 60 с.
6. Каракулов А.С. Разработка алгоритмов управления для микропроцессорных электроприводов. Лабораторный практикум: учебное пособие / А.С.Каракулов. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2009. – 104 с.
7. Лабораторный практикум по дисциплине «Системы управления электроприводами» для студентов специальностей 7.092.208,

- 7.092.501. Часть I. / Сост. В.Б. Зворыкин. – Днепропетровск: НМетАУ, 2004. - 68 с.
8. Анализатор жидкости «Флюорат-02-Панорама». URL: www.lumex.ru/catalog/flyuorat-02-panorama.php
 9. «ПКК Миландр» Спецификация микроконтроллеров серии К1986ВЕ9х. – 2016. - 3.10.0.
 10. Васильев А.Е. Аппаратные платформы встраиваемых систем. Отечественная элементная база. Микроконтроллеры 1986ВЕ92: учеб. Пособие / А.Е. Васильев, Т.Ю. Иванова, И.В. Колодезников. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015.-79 с.

A.A.Solodar

EXPERIENCE OF PRACTICAL WORK OF «ELECTRIC DRIVES CONTROL SYSTEMS» COURSE

St.Petersburg State Polytechnical University, Russia

Abstract

The article is devoted to one of a possible procedure for practical work of course. A general approach is development which is done by students. Central tasks is software development of object control system.

Key words: practical work, electric drives control systems, procedure

REFERENCES

- [1] Vorobyov V.A. Workshop on the electric drive of farm vehicles and installations. – М.: KolosS, 2009, - 208 p. (Education literature for students of high schools)
- [2] Alekhin A.E., Lyapushkin S.V. Laboratory workshop on the course "Control Systems of Electric Drives" – Tomsk: TPU Press, 2004, 99 p.
- [3] Solovev V.A. Control systems of electric drives: laboratory practical work / V.A. Solovev, E.N. Zemlyanskaya. – Komsomolsk-na-Amure: «КнAGTU», 2015. - 94 p.
- [4] Control systems of electric drives: a laboratory practical work for students of specialty 1-53 01 05 "The automated electric drives" in 3 parts. P. 2. Systems of logical relay and contactor control / N.N. Micheev. – Minsk: BNTU, 2016. – 60 p.
- [5] Egorov I.N., Nazarov A.A., Nemontov V.A. Automatic control of electric drives: Lab. practical work. P. 2 / Vladimirskiy University, Vladimir, 2002. - 60 p.

- [6] Karakulov A.S. Algorithm elaboration of control for microprocessor electric drives. Laboratory practical work: manual / A.S. Karakulov. – Tomsk: Tomsk polytechnical university Press, 2009. – 104 p.
- [7] Laboratory workshop on discipline "Control systems electric drives" for students of specialties 7.092.208, 7.092.501. Part I. / V.B. Zvorykin. – Dnepropetrovsk: NMetU, 2004. – 68 p.
- [8] Fluid analyzer «FLUORAT-02-PANORAMA». URL: www.lumex.ru/catalog/flyuorat-02-panorama.php
- [9] «Milandr» Microcontroller datasheet K1986BE9x. – 2016. – 3.10.0.
- [10] Vasilev A.E. Hardware of embedded systems. Russian components. Microcontrollers 1986BE92: education book / A.E. Vasilev, T.J.Ivanova, I.V. Kolodeznikov. – SPb/: Polytech. University press, 2015. - 79 p.

МЕХАНИКА МАШИН

Д. Т. Бабичев

ТЕОРЕМЫ О ЛИНЕЙНЫХ И КВАДРАТНЫХ УРАВНЕНИЯХ ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ИХ РЕШЕНИЕ



Дмитрий Тихонович Бабичев

доктор технических наук

Тюменский индустриальный университет

Россия, Тюмень

Тел.: (3452)283-354, E-mail: babichevdt@rambler.ru

Аннотация. При проектировании передач и инструментов находят огибающую поверхность Σ_2 к семейству производящих Σ_1 . При этом решают уравнение зацепления $\mathbf{V}_{12} \cdot \mathbf{n} = 0$, которое иногда является трансцендентным, но чаще аналитически разрешимо относительно криволинейных координат u и v , или относительно параметра огибающего φ или S . В работе сформулированы и доказаны семь теорем о приведении уравнений зацепления к линейному и тригонометрическому виду относительно u , v , φ и S . Приведены: 1) два варианта нахождения Σ_2 ; 2) уравнение зацепления для системы координат, в которую можно вписать любой трёхзвенный механизм с высшей парой; 3) решение уравнения вида $A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0$.

Ключевые слова: теория зацеплений, уравнение зацепления, сопряженные поверхности.

Введение. Проектируя передачи и инструменты решают классическую задачу теории зацеплений – находят огибающую поверхность Σ_2 к одно-двух- или многопараметрическому семейству производящих поверхностей Σ_1 [4,3,7]. При этом, уравнение поверхности Σ_2 часто записывают в виде:

$$\tilde{\mathbf{r}}_1 = \tilde{\mathbf{r}}_1(u, v) \quad (1a)$$

$$F_i = \mathbf{V}_{12i}(t_1, t_2, \dots, t_k, \mathbf{r}_1(u, v)) \cdot \mathbf{n}_1(u, v) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, k) \quad (1b)$$

$$\tilde{\mathbf{r}}_2 = \tilde{\mathbf{M}}_{21}(t_1, t_2, \dots, t_k) \cdot \tilde{\mathbf{r}}_1(u, v) \quad (1c)$$

Здесь: u , v – две криволинейные координаты: от них зависят и нормаль \mathbf{n} к Σ_1 , и векторы \mathbf{V}_{12i} относительных скоростей; t_i – параметры огибающего, которыми могут быть: время (t), или угол поворота (φ_i), или линейное

перемещение (S_1) звена с производящей поверхностью Σ_1 ; k – число параметров огибания. Уравнения (1b) есть уравнения зацепления (УЗ). УЗ свидетельствуют, что в точках, где производящая Σ_1 касается огибающей поверхности Σ_2 , все векторы \mathbf{V}_{12i} ($i=1\dots k$) перпендикулярны нормали \mathbf{n} к Σ_1 .

Существует два варианта решения уравнений (1) при нахождении Σ_2 :

Вариант 1	Вариант 2
<u>Шаг 1.</u> Задать положение Σ_1 и Σ_2 , (например, углами φ_1 и $\varphi_2=\varphi_1/i_{12}$).	<u>Шаг 1.</u> Задать u и v , и по (1a) найти точку на производящей Σ_1
<u>Шаг 2.</u> Задать u (или v); решив (1b), найти v (или u); по (1a) найти точку.	<u>Шаг 2.</u> Решить УЗ (1b) относительно параметра огибания t (или S или φ_1)
<u>Шаг 3.</u> Зная координаты точки на Σ_1 и параметр огибания t (или S или φ_1), найти координаты точки на Σ_2 . по формулам (1c).	

Возникает вопрос: «Какой из вариантов лучше»? Рискнем дать однозначный ответ: вариант 2. Т.е. находить из УЗ лучше t или S или φ , т.к.:

- ✓ для варианта 2, задавая u и v , получаем точки на имеющейся Σ_1 ; для варианта 1 надо проверять, не вышла ли найденная точка за пределы Σ_1 ;
- ✓ для варианта 2 можно использовать одно УЗ при разных Σ_1 ; для варианта 1 надо иметь своё УЗ для каждой Σ_1 (конуса, тора и т.п.).

Одно из затруднений при нахождении Σ_2 решение УЗ (1b). В общем случае (1b) – трансцендентное уравнение, но чаще оно аналитически разрешимо относительно u , v , или t_i . Наиболее простые формы УЗ (1b):

- линейная:
$$a \cdot x - b = 0 \quad (2a)$$

- тригонометрическая вида:
$$A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0 \quad (2b)$$

где: x – искомые u , v или t_i ; a, b, A, B, C – константы, независимые от x .

В качестве примера приведём УЗ для систем координат и движений, показанных на рис. 1. В эту систему движений и координат можно вписать любое станочное зацепление, зубчатую передачу или кулачковый механизм. Производящая Σ_1 находится на звене 1, огибающая Σ_2 – на звене 2; неподвижная система координат – $X_h Y_h Z_h$. Для рис. 1 получено такое УЗ:

$$\left. \begin{aligned} & (\omega_1 - \omega_2 \cdot \cos \gamma) \cdot (x_1 \cdot n_{y1} - y_1 \cdot n_{x1}) + V_1 \cdot n_{z1} - \omega_2 \cdot \cos \gamma \cdot a_\omega \cdot (n_{x1} \cdot \sin \varphi_1 + n_{y1} \cdot \cos \varphi_1) + \\ & + \omega_2 \cdot \sin \gamma \cdot [(z_1 + S_1) \cdot (n_{y1} \cdot \sin \varphi_1 - n_{x1} \cdot \cos \varphi_1) + (x_1 \cdot \cos \varphi_1 - y_1 \cdot \sin \varphi_1 + a_\omega) \cdot n_{z1}] - \\ & + \omega_3 \cdot [(x_1 \cdot \sin \varphi_1 + y_1 \cdot \cos \varphi_1) \cdot n_{z1} - (z_1 + S_1) \cdot (n_{x1} \cdot \sin \varphi_1 + n_{y1} \cdot \cos \varphi_1)] - \\ & - V_2 \cdot [(n_{x1} \cdot \sin \varphi_1 + n_{y1} \cdot \cos \varphi_1) \cdot \sin \gamma + n_{z1} \cdot \cos \gamma] + V_3 \cdot (n_{x1} \cdot \cos \varphi_1 - n_{y1} \cdot \sin \varphi_1) = 0 \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

В УЗ вошли координаты x_1, y_1, z_1 точки контакта Σ_1 с Σ_2 , и проекции n_{x1}, n_{y1}, n_{z1} нормалей к Σ_1 в этой точке в системе $X_1 Y_1 Z_1$, в которой задана Σ_1 . Здесь $x_1, y_1, z_1, n_{x1}, n_{y1}$ и n_{z1} – функции от u и v . Параметр огибания – угол φ_1 поворота звена 1. Из уравнение (3) можно находить угол φ_1 , приведя его к виду (2b) $A \cdot \sin \varphi_1 + B \cdot \cos \varphi_1 + C = 0$. При коэффициентах A, B, C в УЗ:

$$\left. \begin{aligned}
A &= \omega_2 \cdot \left\{ \left[(z_1 + S_1) \cdot n_{y1} - y_1 \cdot n_{z1} \right] \cdot \sin \gamma + (S_2 \cdot n_{y1} - a_\omega \cdot n_{x1}) \cdot \cos \gamma \right\} + \\
&\quad + \omega_3 \cdot \left[x_1 \cdot n_{z1} - (z_1 + S_1) \cdot n_{y1} \right] - V_2 \cdot n_{x1} - V_3 \cdot n_{y1}; \\
B &= \omega_2 \left\{ \left[x_1 \cdot n_{z1} - (z_1 + S_1) \cdot n_{x1} \right] \sin \gamma - (S_2 \cdot n_{x1} + a_\omega \cdot n_{y1}) \cos \gamma \right\} + \\
&\quad + \omega_3 \left[y_1 \cdot n_{z1} - (z_1 + S_1) \cdot n_{y1} \right] - V_2 \cdot n_{y1} + V_3 \cdot n_{x1}; \\
C &= (\omega_1 - \omega_2 \cdot \cos \gamma) \cdot (x_1 \cdot n_{y1} - y_1 \cdot n_{x1}) + \omega_2 \cdot a_\omega \cdot n_{z1} \cdot \sin \gamma + (V_1 - V_2 \cdot \cos \gamma) \cdot n_{z1}.
\end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В статье УЗ не анализируем *виды систем уравнений* для двух- и многопараметрических огибаний (при $k>1$). Исследование и преобразование уравнений зацепления в матричном изложении рассмотрены и в работе [7].

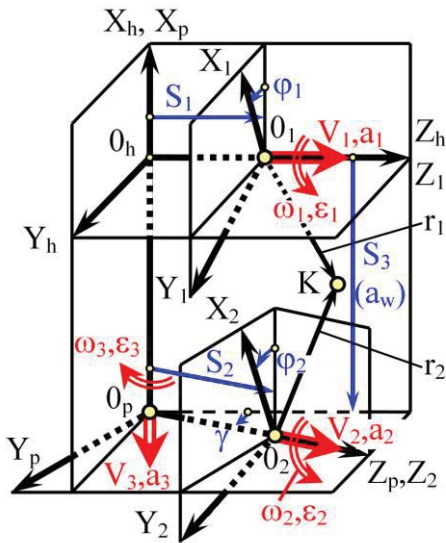


Рис. 1. Обобщенное зацепление

1. Теоремы о линейности УЗ относительно криволинейных координат

Дифференцируя уравнение (1b) по криволинейной координате u , получим:

$$\frac{\partial \mathbf{V}_{12}}{\partial u} \cdot \mathbf{n} + \mathbf{V}_{12} \cdot \frac{\partial \mathbf{n}}{\partial u} = 0 \quad (5)$$

Т.к. $\frac{\partial \mathbf{V}_{12}}{\partial u} = \omega_{12} \times \mathbf{C}_u$, где \mathbf{C}_u – вектор касательной к u -линии, то из (5) следует:

$$(\mathbf{n} \times \omega_{12}) \cdot \mathbf{C}_u + \mathbf{V}_{12} \cdot \frac{\partial \mathbf{n}}{\partial u} = 0 \quad (6)$$

Т.к. все векторы в (6) вычисляем в $O_1X_1Y_1Z_1$, то нормаль \mathbf{n} и производная $\partial \mathbf{n} / \partial u$ не зависят от перемещения звеньев. Продифференцировав (6) по u и учитывая, что $\partial \omega_{12} / \partial u = 0$, получим в системе координат $O_1X_1Y_1Z_1$:

$$\left(\frac{\partial \omega_{12}}{\partial u} \times \omega_{12} \right) \cdot \mathbf{C}_u + (\mathbf{n} \times \omega_{12}) \cdot \frac{\partial \mathbf{C}_u}{\partial u} + \frac{\partial \mathbf{V}_{12}}{\partial u} \cdot \frac{\partial \mathbf{n}}{\partial u} + \mathbf{V}_{12} \cdot \frac{\partial^2 \mathbf{n}}{\partial u^2} = 0 \quad (7)$$

Т.к. движение звеньев (векторы \mathbf{V}_{12} и $\partial \mathbf{V}_{12} / \partial u$) не зависит от u , то $\partial \mathbf{n} / \partial u = \partial^2 \mathbf{n} / \partial u^2 = 0$. Поэтому, все орты нормалей вдоль u -линии на Σ_1 должны быть параллельны между собой, т.е. $\mathbf{n} = \text{const}$. Поверхности, являющиеся множеством прямых, вдоль которых $\mathbf{n} = \text{const}$, являются линейчатыми развёртывающимися [5,6]. Т.е. для получения УЗ, линейного относительно u на Σ_1 , надо, чтобы Σ_1 являлась линейчатой развёртывающейся, и u -линии были её прямолинейными образующими. И тогда (7) упростится:

$$(\mathbf{n} \times \omega_{12}) \cdot \frac{\partial \mathbf{C}_u}{\partial u} = 0. \quad (8)$$

Чтобы (8) выполнялось при любом положении звеньев и виде их движения, нужно чтобы $\partial \mathbf{C}_u / \partial u = 0$, т.е. $\mathbf{C}_u = \text{const}$. Т.е. u -линия на Σ_1 должна быть не только прямой на развёртывающейся поверхности, но и иметь «равномерную шкалу». На основе сказанного, формулируем две теоремы:

Теорема 1 (общая). Уравнение зацепления (1b) линейно относительно криволинейной u -координаты на производящей поверхности Σ_1 , если параметры относительного положения и движения звеньев, а также форма Σ_1 отвечают уравнению (7) при всех значениях u .

Теорема 2. (частная, но наиболее важная). Во всех зацеплениях, вне зависимости от вида движения звеньев, уравнение зацепления линейно относительно криволинейной u -координаты, если u есть длина отрезка прямой на развёртывающей производящей поверхности Σ_1 .

При этом уравнение зацепления имеет вид:
$$u = \frac{b}{a} \quad (9)$$

Частные случаи: 1) $a = 0, b \neq 0$ – контактной точки на этой u -линии нет;
2) $a = b = 0$ – контактная линия совпала с u -линией.

Т.к. развёртывающимися являются поверхности, представляющие собой семейство прямых, касательных к некоторой пространственной кривой [6], то к ним относятся: а) плоскость; б) конус и цилиндр (не обязательно круговые) – см. рис. 2; в) эвольвентные геликоиды – см. рис. 3; и др.

Отметим, что для геликоидов уравнение (1b) является *трансцендентным* относительно криволинейной v -координаты, определяющей положение точки на винтовой линии. Но (1b) *линейно*, если u -координата эвольвентного геликоида есть отрезок его прямолинейной образующей (рис. 3).

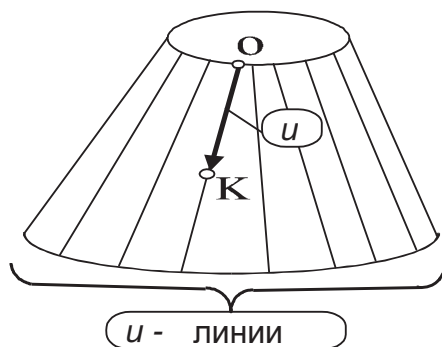


Рис. 2. u -координата – отрезок прямой на развёртываемой поверхности

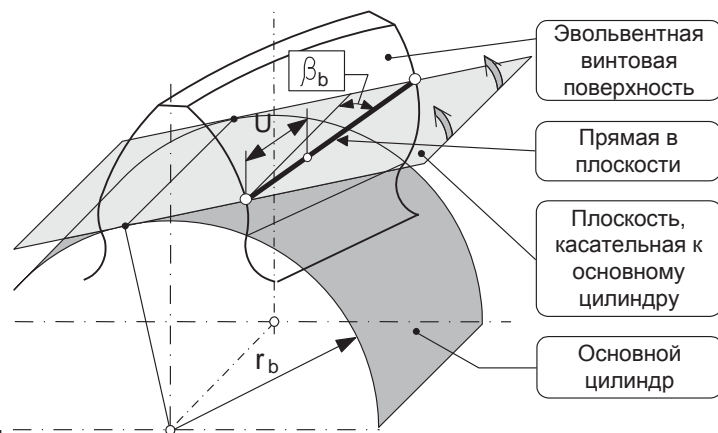


Рис. 3. Эвольвентный геликоид

Из теоремы 2 получено два следствия, важных в практическом плане.
Следствие 1. Контактная линия на конической или цилиндрической поверхности не может дважды пересекать одну и ту же образующую конуса или цилиндра (рис. 4). Заметим, что при $a=b=0$: характеристика совпадает с двумя образующими; на других образующих контактных точек нет.
Следствие 2. Контактная линия на плоскости есть прямая (кривую на плоскости можно пересечь прямой не один раз, что противоречит теореме).

Теорема 2 справедлива и для многопараметрических огибаний поверхностью, когда движение Σ_1 относительно формируемой Σ_2 задано несколькими, к примеру, двумя независимыми параметрами ($k=2$). При этом

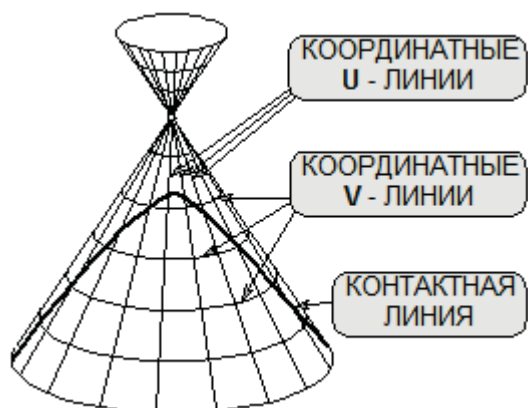


Рис. 4. Контактная линия на разгибающейся поверхности пересекает: u -линию один раз, v -линию два раза или 0 раз.

составляют k уравнений зацепления и каждое из них можно анализировать на соответствие условиям теоремы. Так при двухпараметрическом огибании плоскостью оба УЗ линейны относительно декартовых координат x и y на Σ_1 . Т.е. имеем систему двух линейных УЗ с неизвестными $u=x$ и $v=y$.

2. Теоремы о линейности УЗ относительно параметра огибания

В данном случае не накладываем никаких ограничений на форму Σ_1 : она может быть гладкой или с изломами [10]. Дифференцируя (1b) по

времени t , получим:

$$\left(\frac{\partial \boldsymbol{\omega}_{12}}{\partial t} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega}_{12} \times \mathbf{V}_0 + \boldsymbol{\omega}_{12} \times (\boldsymbol{\omega}_{12} \times \mathbf{r}) \right) \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (10a)$$

$$\frac{\partial \boldsymbol{\omega}_{12}}{\partial t} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega}_{12} \times \mathbf{V}_0 + \boldsymbol{\omega}_{12} \times (\boldsymbol{\omega}_{12} \times \mathbf{r}) = \text{const} \quad (10b)$$

где \mathbf{V}_0 – вектор скорости т. O_1 начала системы $O_1X_1Y_1Z_1$; \mathbf{r} – радиус вектор точки на производящей Σ_1 . Все векторы в (10) – в системе $O_1X_1Y_1Z_1$.

Решая дифференциальное уравнение (10a), можно найти законы движения звеньев и согласованную с ними форму Σ_1 , при которых (1b) будет линейным относительно параметра огибания t . А, решая (10b), найти законы движения при любой Σ_1 , и тогда (1b) будет линейным относительно t .

Для важного случая, когда вектор относительной угловой скорости постоянен в системе $O_1X_1Y_1Z_1$, т.е. $\boldsymbol{\omega}_{12} = \text{const}$, получим из (10b):

$$\frac{\partial \mathbf{V}_0}{\partial t} = 0, \quad \text{т.е.} \quad \mathbf{V}_0 = \text{const} \quad (11a)$$

$$\text{и} \quad \frac{\partial \mathbf{V}_0}{\partial t} = \frac{\boldsymbol{\omega}_{12}}{|\boldsymbol{\omega}_{12}|} \cdot a = 0, \quad \text{т.е.} \quad \mathbf{V}_0 = \mathbf{V}_{00r} + \frac{\boldsymbol{\omega}_{12}}{|\boldsymbol{\omega}_{12}|} \cdot a \cdot t = \text{const} \quad (11b)$$

где a – некоторая константа (ускорение т. O_1 вдоль вектора $\boldsymbol{\omega}_{12}$).

Т.е. чтобы уравнение (1b) относительно t было линейным, производная от вектора скорости \mathbf{V}_0 точки O_1 относительно базиса $O_2X_2Y_2Z_2$ должна быть нулевой или коллинеарной вектору $\boldsymbol{\omega}_{12}$ при движении звеньев. Условие (11b) является более общим; а (11a) – его частный случай.

На основании изложенного, сформулированы еще две теоремы:

Теорема 3 (Общая). При любой производящей поверхности уравнение зацепления (1b) является линейным относительно параметра движения t , если выполняется одно из следующих условий:

1. параметры относительного движения звеньев и орт нормали к производящей поверхности отвечают уравнению (10a) при всех значениях t ;

2. параметры движения звеньев отвечают уравнению (10b) при всех t ;
3. вектор относительной угловой скорости ω_{12} в базисе производящей поверхности Σ_1 не зависит от t , и точка начала этого базиса движется относительно начала координат формируемой поверхности Σ_2 равномерно-ускоренно; причем вектор ускорения \mathbf{a} параллелен вектору ω_{12} , а направление начальной скорости \mathbf{V}_{00} может быть произвольным.

Теорема 4. (частная, но более важная). При любой производящей поверхности уравнение зацепления является линейным относительно параметра движения, если одновременно выполняется два условия:

- a) параметр движения S – линейное перемещение (например, рейки);
- b) поле относительных скоростей не зависит от параметра движения S , т.е. межосевое расстояние и скорости звеньев постоянны.

3. Общая теорема об уравнении зацепления вида $A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0$

В [1] автором доказана теорема:

Теорема 5. Если некоторое множество нормалей к производящей поверхности Σ_1 , расположенное в стационарном векторном поле¹ относительных скоростей \mathbf{V}_{12} , есть однополостный гиперболоид вращения (или его частный случай: круговой конус, круговой цилиндр или плоский пучок прямых, имеющих огибающую дугу окружности) – см. рис. 4 – то уравнение зацепления можно привести к виду $A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0$, где A, B, C – коэффициенты, независимых от x , и x – угол, характеризующий положение контактной нормали² на гиперболоиде вращения и измеряемый в плоскости, перпендикулярной оси гиперболоида.

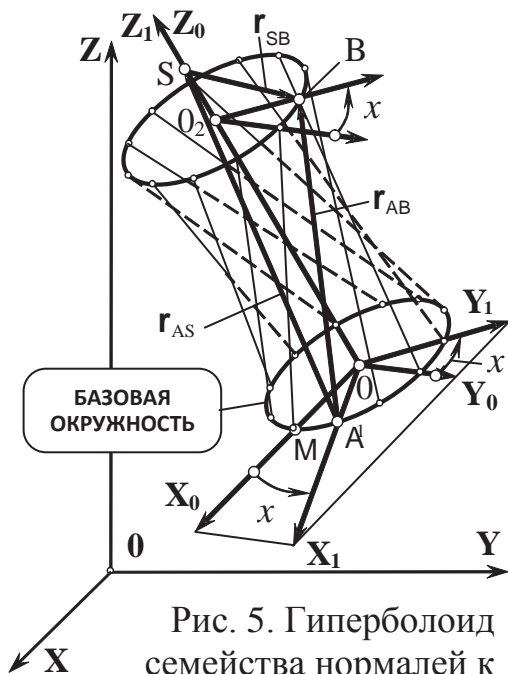


Рис. 5. Гиперболоид семейства нормалей к производящей поверхности

Заметим, что доказательство теоремы 5 основано на свойстве кинематики (см. рис. 5): “Если вектор \mathbf{V}_{12A} относительной скорости в точке А перпендикулярен к отрезку АВ ($\mathbf{AB} \perp \mathbf{V}_{12A}$), то и на всём отрезке АВ относительные скорости в его точках также перпендикулярны АВ ($\mathbf{AB} \perp \mathbf{V}_{12B}$)”.

Имеется два вида гиперболоидов:

Вид 1 – множество нормалей к производящей поверхности, проведённых к Σ_1 на её базовой окружности, т.е. вдоль одной из криволинейных координат

¹ Стационарным называем поле, в котором направления всех векторов относительных скоростей не зависят от параметра положения нормали в гиперболоиде, т.е. от угла x – см. рис. 5.

² То есть нормали, перпендикулярной в точке А на Σ_1 к вектору относительной скорости \mathbf{V}_{12} – см. рис. 5.

натных u -линий на Σ_1 . При этом поле \mathbf{V}_{12} всегда будет стационарным (оно не зависит от u), даже если \mathbf{V}_{12} изменяется во времени.

Вид 2 – множество нормалей есть поверхность в неподвижной $X_0Y_0Z_0$, образуемая одной из нормалей к Σ_1 при вращении звена 1. Базовая окружность – траектория движения одной из точек Σ_1 относительно стойки. Поле \mathbf{V}_{12} должно быть стационарным, т.е. направление \mathbf{V}_{12} во всех точках неподвижной $X_0Y_0Z_0$ не должно зависеть от угла поворота x звена 1.

Опираясь на теорему 5, докажем ещё две теоремы – см. ниже разделы 4-5.

4. Приведение УЗ к виду $A \cdot \sin v + B \cdot \cos v + C = 0$ относительно криволинейной координаты v на производящей поверхности Σ_1

Теорема 6. *Во всех зацеплениях, вне зависимости от характера движения звеньев, уравнение зацепления приводится к виду $A \cdot \sin v + B \cdot \cos v + C = 0$, если при движении точки вдоль криволинейной координаты v нормаль к производящей поверхности Σ_1 описывает однополосный гиперболоид вращения или его частные случаи (конус, цилиндр, плоскость).*

Требованиям теоремы отвечают шесть поверхностей, показанных на рис. 6 (считая излом). Заметим, что для излома (точнее, для веера нормалей 3 на рис. 6е) и цилиндра (см. рис. 6а), в уравнении (2b) коэффициент $C = 0$, т.е. уравнение зацепления имеет вид:

$$v = \arctg(-B/A) \quad (12)$$

Из теоремы 6, уравнения (12) и рис. 6 вытекают два следствия:

Следствие 1. *В общем случае контактная линия (характеристика) на поверхности вращения (торе, конусе и др.) пересекает каждую из v -линий до двух раз – см. рис. 4. При этом одна из контактных точек на данной v -линии часто – но не всегда – оказывается вне зоны реального зацепления.*

Следствие 2. *В изломе может быть не более одной контактной точки. Это следует из уравнения (10) – корни отстоят на 180° – и из свойства веера нормалей: угол веера всегда меньше 180° .*

5. Приведение уравнения зацепления к виду $A \cdot \sin \varphi + B \cdot \cos \varphi + C = 0$ относительно параметра огибания φ . Теорема 5 порождает теорему 7.

Теорема 7. *При любой производящей поверхности уравнение зацепления имеет вид $A \cdot \sin \varphi + B \cdot \cos \varphi + C = 0$, где φ – угол поворота звена с производящей поверхностью Σ_1 , если это звено вращается равномерно, и при этом поле относительных скоростей не изменяется во времени (хотя бы по направлению), т.е. межосевое расстояние a_ω , угол скрещивания γ и вектор относительной угловой скорости $\boldsymbol{\omega}_{12}$ – постоянны.*

В большинстве зацеплений, где Σ_1 вращается, теорема 7 соблюдается.

Следствие. *Если точка на Σ_1 движется по окружности, то она дважды за один оборот становится контактной. Каждая такая точка часть*

оборота от одной контактной точки до другой внедряется в объем звена, на котором формируется Σ_2 (скорость внедрения [8,9] $V_N > 0$); остальную часть оборота – выходит из объема этого звена ($V_N < 0$).

Рассмотренные теоремы можно использовать при синтезе передач [11], а также при компьютерном моделировании их работы [2]

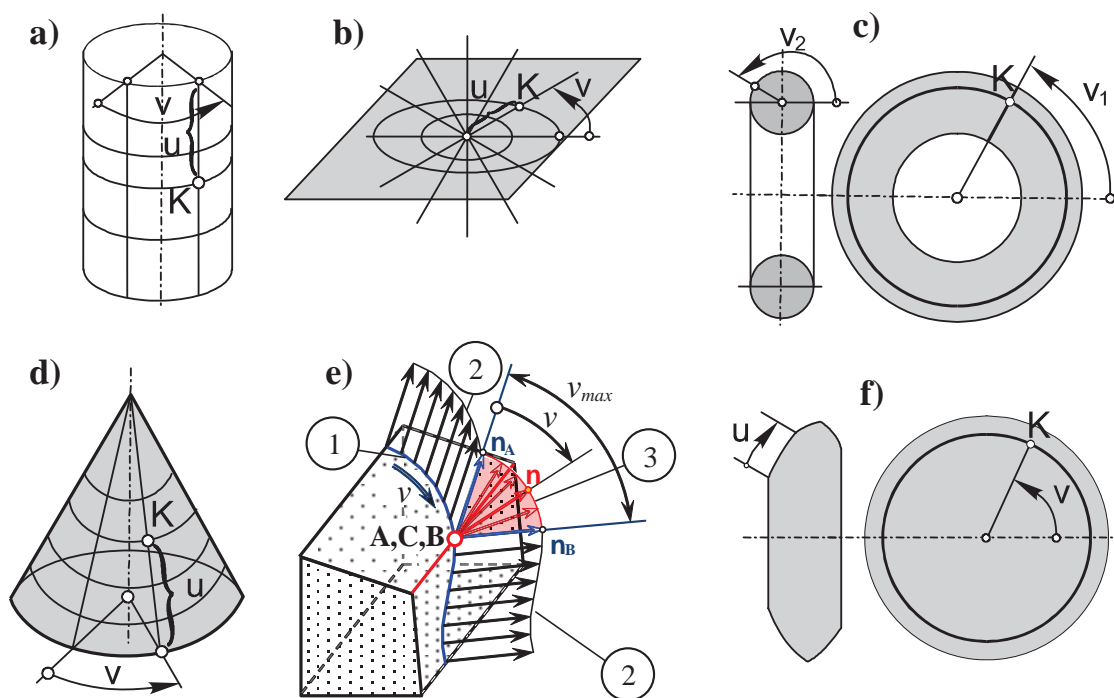


Рис. 6. Поверхности, для которых УЗ имеет вид $A \cdot \sin v + B \cdot \cos v + C = 0$: а) цилиндр; б) плоскость с полярными координатами; в) тор; д) конус; е) излом; ф) тело вращения. В изломе: 1– v -линия; 2–щётки нормалей; 3–веер нормалей.

6. Решение уравнения зацепления вида $A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0$. На рис. 7 показан график функции $y=f(x)=A \cdot \sin x+B \cdot \cos x+C$, являющейся суммой: синусоиды с амплитудой A , косинусоиды с амплитудой B и константы C .

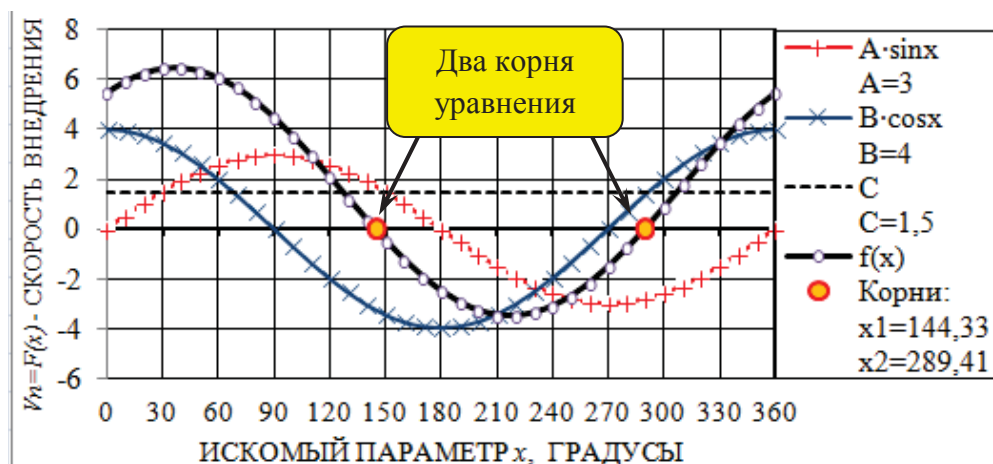


Рис. 7. Решение уравнения зацепления вида $A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0$

Функция $y=f(x)$ есть синусоидальная кривая, смещённая вдоль оси x . Её амплитуда равна $\sqrt{A^2+B^2}$. Синусоидальная кривая пересекает ось абсцисс до двух раз, если $A^2+B^2-C^2 > 0$ – см. “два корня уравнения” на рис. 7. Т.е. у этого УЗ при $A^2+B^2-C^2 > 0$ на интервале $0 \leq x < 360^\circ$ будет два корня:

$$\sin x_1^{(1,2)} = \frac{-A \cdot C \pm B \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A^2 + B^2}, \quad \cos x_1^{(1,2)} = \frac{-B \cdot C \mp A \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A^2 + B^2} \quad (13)$$

При $A^2+B^2-C^2=0$ будет два совпадающих корня: на касательной сверху или снизу к графику $f(x)$; при $A^2+B^2-C^2 < 0$ уравнение зацепления не имеет решения, т.е. на гиперboloиде нормалей к Σ_1 нет контактных нормалей.

Выводы

1. Рассмотренные семь теорем, охватывают практически все случаи, когда уравнение зацепления относительно криволинейных координат u и v или параметра огибания (φ, S, t) решается в явном виде.
2. Теоремы позволяют ещё до вывода уравнения зацепления узнать его вид и оценить сложность вычисления через него параметров u, v, φ, S, t .
3. На основе теорем разработан и реализован на ЭВМ алгоритм решения уравнений зацепления для систем координат, показанных на рис. 1.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабичев Д.Т. Теорема о преобразовании уравнения зацепления // Изв. ВУЗов. – Машиностроение, 1969. – №7. – С. 5–8.
2. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – №5. – С. 203-215.
3. Залгаллер В.А. Теория огибающих. – М.: “Наука”, 1975. – 104 с.
4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
5. Смирнов В.И. Курс высшей математики, – Т.2, – Наука, 1965. – 655 с.
6. Фавар Ж. Курс локальной дифференциальной геометрии, – М.: ИЛ, 1960. – 559 с.
7. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел, – М.: Мосстанкин, 1999. – 494 с.
8. Шишков В.А. Образование поверхностей резанием по методу обкатки. – М.: Машгиз. 1951. – 150 с.
9. Babichev D.T. Acceleration of introduction – is an important factor of the process of surfaces formation by means of bending. Proceedings the 7th international Conference: IRMES 2011 – Zlatibor, Serbia. 2011.–P. 611-618.
10. Babichev D. Development of Kinematic Method of Theory of Gearing to Determine Areas of Tooth Flanks Produced by Jogs of Generating Solids.

Theory and Practice of Gearing and Transmissions. In Honor of Professor Faydor L. Litvin. – Springer. 2015, – P. 159-188.

11. Babichev D.T., Storchak M.G. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. Production Engineering. Research and Development. 9(1), – 2015. – Springer, – P.87-97. ISSN 0944-6524.

D. T. Babichev

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

Abstract

In designing of gears and gear tools of generating should be find surfaces of envelope Σ_2 to the family of generating surfaces Σ_1 . In addition, should be solve the equation of meshing, which reflects fact that the normal n to surface Σ_1 at there line of tangency Σ_1 и Σ_2 have to be perpendicular to vector of relative velocity V_{12} . In the general case, it is transcendent equation, but also it is analytically resolve relativity φ and S is the generalized parameters of motion. In paper formulated and proved seven theorems about reduction of equation of meshing to linear and quadratic form relativity u , v , φ and S of different surfaces Σ_1 and for different forms of links movement. Analyzed solution of trigonometric equations in form $A \cdot \sin x + B \cdot \cos x + C = 0$. In general case, there is have two radicals at interval $0 \leq x < 360^\circ$, and because of that, it is called quadratic equation. Analyzed two variants of finding surfaces of envelope Σ_2 in solution equation of meshing: either relativity u or v parameter of surface Σ_1 , or relativity φ or S is the generalized parameter of motion. Created equations of meshing for motions and coordinate systems in which can be inscribe any three-link mechanism whith higher pair of kinematic elements: tooth or cammed.

Key words: theory of meshing, equation of meshing, surfaces of envelope.

REFERENCES

- [1] Babichev D.T. Theorem of equation of meshing transformation. – Mashinostroeniye. 1969. №7. – pp. 5–8. (rus.)
- [2] A.N.Evgrafov, G.N.Petrov. Computer modeling of mechanisms // Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2016. № 3. – pp. 203–215. (rus.)
- [3] Zalgaller V.A. Theory of enveloping. – Moskow: Nauka, 1975. – 104 P. (rus.)
- [4] Litvin F.L. Theory of Gearing. – Moskow: Nauka, 1968. – 584 P. (rus.)
- [5] Smirnov V.I. The Course of Higher Mathematics, vol.2, – Nauka, 1965. – 665 P. (rus.)
- [6] Favard J. The Course of Local differential geometry, – Moskow: FL. 1960. – 559 P. (rus.)

- [7] Sheveleva G.I. Theory of forming and contact of motions solids. – Moskow: Mosstankin, 1999. – 494 P. (rus.)
- [8] Shishkov V.A. Formation of Surface of form-generating Method. Text-book. Moskow: Mashgiz, 1951. 150 P. (rus.)
- [9] Babichev D.T. Acceleration of introduction – is an important factor of the process of surfaces formation by means of bending. Proceedings the 7th international Conference: IRMES 2011: Zlatibor, Serbia. 2011.–pp. 611–618.
- [10] Babichev D. Development of Kinematic Method of Theory of Gearing to Determine Areas of Tooth Flanks Produced by Jogs of Generating Solids. Theory and Practice of Gearing and Transmissions. In Honor of Professor Faydor L. Litvin. Springer. 2015 – pp. 159–188.
- [11] Babichev D.T., Storchak M.G. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. Production Engineering. Research and Development. 9(1), Springer, – 2015. – pp. 87-97. ISSN 0944-6524.

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-9

УДК 621.01.534.1

И. И. Вульфсон

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВЛИЯНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА ДИНАМИКУ ЦИКЛОВЫХ МАШИН



Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна.
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)6620926, E-mail: jvulf.yandex@.ru.

Аннотация

Статья посвящена исследованию колебаний в приводах машин с цикловыми механизмами при учете характеристик электродвигателя. Установлено, что при часто применяемом в инженерной практике упрощенном моделировании, когда игнорируется влияние большой эквивалентной податливости электродвигателя, возможны существенные ошибки при определении резонансных частот. Предложен ряд новых модификаций моделей для одностороннего и двухстороннего привода, а также для предварительных инженерных оценок. Изложена инженерная методика расчета подобных систем, базирующаяся на применении матриц перехода, хорошо приспособленных к компьютерным процедурам. Приведены результаты эксперимента и компьютерного моделирования.

Ключевые слова: Электропривод, цикловые машины, динамика, колебания

Введение

Современные технологические машины являются сложными системами, в которых можно выделить три функциональные части: двигатель, механическую систему (рабочую машину) и, в некоторых случаях, – систему управления движением. В цикловых технологических машинах, к которым относятся многие машины текстильной, легкой, полиграфической и ряда других отраслей промышленности, управление движением обычно реализуется в самой механической системе без использования специаль-

ных средств программного управления. Это связано с повышенными требованиями к точности позиционирования рабочих органов при выполнении сложных технологических операций. Динамические процессы, возникающие из-за влияния электродвигателя, проявляются не только в изменении силовых и амплитудно-частотных характеристик, но и в возникновении существенных динамических ошибок при воспроизведении заданного программного движения. При определении уровня виброактивности для установившихся режимов обычно задают постоянную среднюю угловую скорость на «входе» привода машины. При этом принудительное движение привода машины с этой скоростью обычно трактуется как допущение, согласно которому колебательную систему привода на входе можно считать заделкой. Представляет интерес, в какой степени такое допущение правомерно.

Описание электромагнитных колебательных процессов в двигателях и их влияние на динамику машин связано с решением достаточно сложных систем нелинейных дифференциальных уравнений [1, 3, 12]. Поэтому при решении прикладных инженерных задач большую роль играют критериальные оценки, позволяющие воспользоваться декомпозицией и агрегированием для построения эффективных динамических моделей данного класса систем [3–10]. Среди монографий, посвященных анализу машинного агрегата с учетом динамической характеристики электродвигателя, выделим работы М.З. Коловского и В.Л. Вейца, наиболее приближенные к решению практических инженерных задач [3, 9, 10]. Применительно к установившимся режимам в инженерной практике хорошо себя зарекомендовали приближенные линеаризованные уравнения, которые для двигателя постоянного тока и асинхронных двигателей имеют вид

$$\Omega_m = \Omega_{m0} [1 - v_m (\dot{I}_m + \tau_m \dot{I}'_m)], \quad (1)$$

где \dot{I}_m – момент двигателя; v_m – коэффициент крутизны статической характеристики; τ_m – электромагнитная постоянная времени; Ω_{m0} – угловая скорость идеального холостого хода (т.е. при $\dot{I}_m \equiv 0$).

Для асинхронных двигателей $\tau_m = (2\pi f_c s_\varepsilon)^{-1}$; $s_\varepsilon = (1 - \Omega_m^n / \Omega_{m0}) (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})$; $v_m = s_\varepsilon / (2\dot{I}_m^n \xi)$, где s_k – критическое скольжение; $f_c = 50$ Гц – частота сети; ξ – отношение максимального момента к номинальному \dot{I}_m^n . (Исходные данные заимствуются из каталога электродвигателей).

Характеристика электродвигателя (1) соответствует реологической модели Максвелла, в которой ротор соединен со статором посредством «упругого элемента» с коэффициентом жесткости $\tilde{n}_0 = (v_m \Omega_{m0} \tau_m)^{-1}$ и последовательно включенного демпфера с моментом сопротивления $b_0 \Omega_m$ при $b_0 = (v_m \Omega_{m0})^{-1}$ [3, 9]. Применительно к приводам цикловых машин в данной

статье получило дальнейшее развитие исследование рассматриваемой проблемы, отраженное в ряде прежних публикаций автора [5, 7]. При учете диссипативных сил ниже использован лаконичный инженерный способ исследования данной проблемы, основанный на методе комплексных амплитуд, предложенный Е. С. Сорокиным [13].

Динамический анализ при одностороннем приводе

На рис.1 приведен ряд типовых динамических моделей, на базе которых можно осуществить в данном классе задач не только анализ, но динамический синтез колебательных систем. Здесь приняты следующие условные обозначения: J_0, J_1, J_2 – моменты инерции; Π – оператор, соответствующий нелинейной функции положения (см. ниже); c, ψ – приведенные коэффициенты жесткости и рассеяния привода; u – передаточное отношение; на моделях выделены подсистемы \mathbf{M} и \mathbf{u} , соответствующие двигателю и редуктору. Модель кольцевой структуры (рис.1,а) весьма распространена в машинах с повышенной зоной технологического процесса (например, в ряде текстильных и полиграфических машин), а модель цепной структуры – в машинах с рабочим органом повышенной массивности (например, в плоскочечатных машинах, в станках-автоматах и.т.п.). Можно показать, что при определенном выборе параметров c_2^* и J_1^*, J_2^* (см. ниже) обе модели отображаются моделью, показанной на рис.1, в.

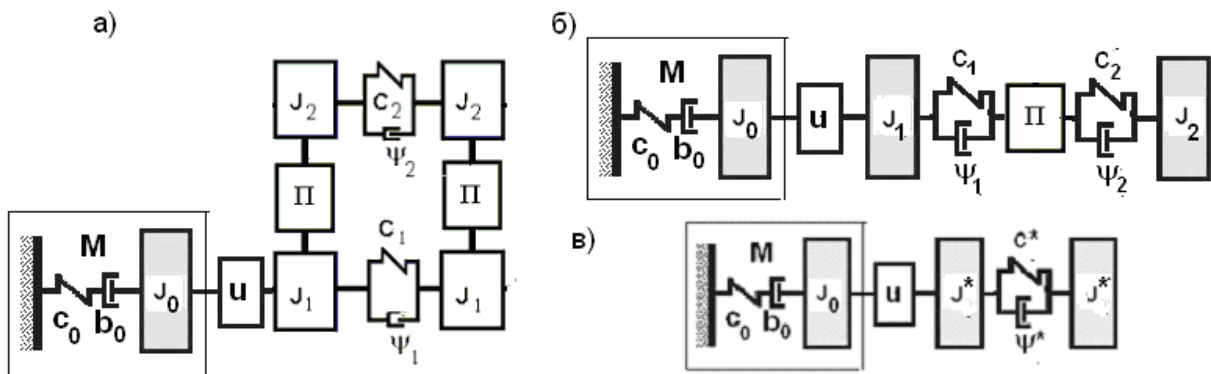


Рис.1. Типовые динамические модели: а) модель 1– кольцевой структуры; б) модель 2 – цепной структуры; в) модификация модели 1.

В цикловых механизмах связь между координатами на «входе» и «выходе» описывается нелинейной функцией положения $\Pi(\varphi)$. Для идеального механизма, в котором отсутствуют зазоры и все звенья принимаются абсолютно жёсткими $\varphi = \varphi_* = \bar{\omega}t$, где $\bar{\omega}$ – средняя угловая скорость входного звена. Пусть $\varphi = \varphi_* + \Delta\varphi$, где $\Delta\varphi$ – динамическая ошибка, возник-

кающая при колебаниях. Принимая во внимание, что функция положения непрерывна и дифференцируема, произведём линейризацию этой функции в окрестности программного движения: $\Pi(\varphi_* + q) \approx \Pi(\varphi_*) + \Pi'(\varphi_*)q$, где $\Pi' = d\Pi/d\varphi$ – первая геометрическая передаточная функция механизма (аналог скорости). Таким образом, при малых колебаниях, несоизмеримых с «идеальной» координатой практически без ущерба для точности мы заменили нелинейную связь нестационарной. Нестационарные связи могут быть важным источником повышения виброактивности цикловых механизмов. В частности, эффективный коэффициент диссипации, соответствующий нелинейным позиционным диссипативным силам, может существенно уменьшиться и даже может стать отрицательным. Это приводит к росту амплитуд колебаний, а также к возможности нарушения устойчивости динамических режимов при параметрическом возбуждении [9, 14].

Подробнее остановимся на структуре первой геометрической передаточной функции $\Pi'(\varphi) = d\Pi(\varphi)/d\varphi$. Пусть $\Pi' = \Pi'_0 + \Pi'_v$, где слагаемые соответствуют медленным и быстрым движениям. Для определённости примем $\Pi'(\varphi) = h[\sin\varphi + \varepsilon \sin(v\varphi + \gamma)]$ при $h=1$; первое слагаемое отвечает «медленной», а второе – «быстрой» гармонике с частотой v и глубиной пульсации ε .

Рассмотрим два частных случая. Сначала временно исключим из рассмотрения влияние электродвигателя и примем угловую скорость главного вала равной $\omega = \bar{\omega} = \text{const}$. Заметим, что это допущение применительно к колебательной системе соответствует жесткой фиксации на «входе». Приведем динамическую модель 1 к виду модели цепной структуры (рис.1,в). Можно показать, что (см. рис. 1,а) $c^* = \tilde{c}_1(1 + \zeta\Pi'^2)$, $J^* = J_1(1 + \mu\Pi'^2)$, где $\zeta = c_2/c_1$; $\mu = J_2/J_1$; $\tilde{c}_1(\delta_1^*) = c_1(1 + 2i\delta_1^*)$; $\delta_1^* = \psi_1^*/(4\pi)$; $\psi^* = (\psi_1c_1 + \psi_2c_2)/(c_1 + c_2)$, а для модели 2 (см.рис.1,б) $c^* = \tilde{c}_1(\delta_2^*)/(\Pi'^2 + \zeta^{-1})$; $\delta_2^* = \psi_2^*/(4\pi)$; $\tilde{c}_1(\delta_2^*)$ – комплексная форма упруго-диссипативного элемента; $\psi^* = \psi_2^* = |c^*|(\psi_1/c_1 + \psi_2/c_2)$.

В рамках поставленной задачи при иллюстрации результатов анализа далее воспользуемся моделью 1, которая после приведенной выше линейризации в окрестности программного движения описывается дифференциальными уравнением (уточнения см. ниже)

$$a(\varphi)\ddot{q} + 2\mu J_1 \Pi'_* \Pi''_* \omega \dot{q} + \tilde{c}_1(\delta_1^*)(1 + \zeta \Pi'^2)q = M(t)\Pi'_* - \mu J_1 \Pi'_* \Pi''_* \omega^2, \quad (2)$$

где $a(\varphi) = J_1(1 + \mu\Pi'^2)$; $M(\varphi_*)$ – внешний момент, приложенный к выходному звену; q – динамическая ошибка рабочего органа.

Этому уравнению отвечает следующее однородное дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами:

$$\ddot{q} + 2n(t)\dot{q} + p^2(t)q = 0. \quad (3)$$

Здесь $p(t) = k\sqrt{(1+\zeta\Pi_*^2)/(1+\mu\Pi_*^2)}$; $n(t) = n_0(t) + n_h(t)$, где $k = \sqrt{c_1/J_1}$; $n_0(t) = \delta p(t)$; $\delta \approx \psi/(4\pi)$; $n_h(t) = \omega(da/d\varphi)/(2a)$. Функции n_0 и n_h описывают диссипативную и гироскопическую составляющие, а функция $p(t)$ – переменную «собственную» частоту. На рис.2 приведены графики p_0 (жирная линия) и p (тонкая линия), отвечающие медленным и быстрым изменениям функций $\Pi'(\varphi_*)$ (см. выше).

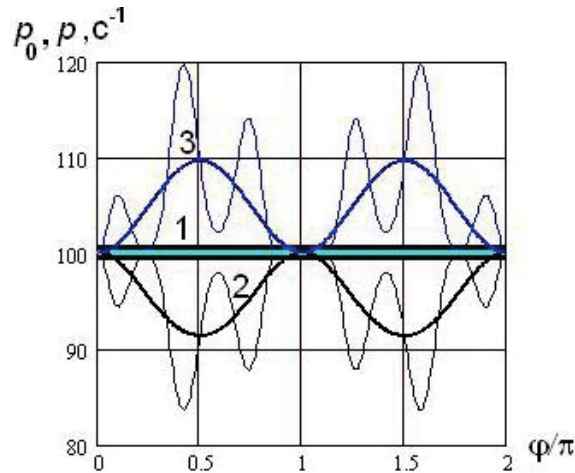


Рис.2. «Собственные» частоты без учета двигателя: 1 – $\mu = \zeta = 0,2$; 2 – $\mu = 0,2, \zeta = 0$; 3 – $\mu = 0, \zeta = 0,2$.

В работах [7, 14] было показано, что подавление параметрического возбуждения достигается при

$$\vartheta = 2\pi\delta > \vartheta^* = \pi p_0^{-1} |a'/a + p'/p - p'_0/p_0|, \quad (4)$$

где ϑ – логарифмический декремент; $p_0(t)$ соответствует медленно меняющейся составляющей функции $p(t)$.

Поскольку $a(\varphi) = a(2\pi)$, эта функция не влияет на пороговые условия возбуждения параметрического резонанса. Однако в пределах кинематического цикла возможны зоны, в которых амплитуда колебаний A возрастает, что нередко приводит к существенным динамическим ошибкам при реализации программного движения. При медленном изменении параметров условие $dA/dt < 0$ для произвольного временного отрезка выполняется, если

$$\delta_0 > \delta^*(\varphi) = \delta_h(\varphi) + \delta_p^*(\varphi) \text{ при } \delta_p^*(\varphi) = 0,5 p_0(\varphi)^{-2} \frac{dp_0(\varphi)}{d\varphi}. \quad (5)$$

Здесь функция δ_h соответствует гироскопическим силам, а δ_p^* отражает влияние переменности «собственной» частоты колебаний. Максимальное значение функции δ_p^* соответствует критическому уровню возбуждения. Неравенство (5) совпадает с результатами, полученными на основании прямого метода Ляпунова, устанавливающего достаточное условие динамической устойчивости [4, 5, 6]. Можно показать, что при медленно меняющихся параметрах оно является также и необходимым. Применительно к данной задаче условие (5) при $\mu = \zeta$ можно квалифицировать как *условие квазистационарности* [6]. В этом случае, несмотря на переменность параметров системы, «собственные» частоты в первом приближении, сохраняют постоянное значение $p = k = \text{const}$. При этом отсутствует рост амплитуд на интервале кинематического цикла. Реализация условий квазистационарности является весьма эффективным способом устранения возможности возбуждения параметрических резонансов и средством понижения виброактивности системы.

Во втором частном случае примем $c_1 \rightarrow \infty$, т.е. теперь не учитываются упругие свойства привода. Тогда, снова, представляя угловую скорость двигателя в виде суммы постоянной и переменной составляющих, после линеаризации в окрестности программного движения получаем

$$\Delta \ddot{\omega}_m + 2n(\varphi_*) \Delta \dot{\omega}_m + k^2(\varphi_*) \Delta \omega_m = W(\varphi_*), \quad (6)$$

где $\Delta \omega_m$ – динамическая ошибка по скорости; $2n = \tau_m^{-1} + 2J'\bar{\omega} / J$; $J = J(\varphi)$; $k^2 = J^{-1}[(v_m \tau_m \bar{\omega}_m)^{-1} + \bar{\omega} J' \tau_m^{-1}]$; $W = -J^{-1}(\Delta M \tau_m^{-1} + \Delta M' \bar{\omega} + 0,5 \bar{\omega}^2 J' \tau_m^{-1})$; – переменный приведенный момент инерции (для модели 1 $J(\varphi) = 2J_1(1 + \mu \Gamma_*^2)$); $\Delta M = M - \bar{M}$; чёрточка соответствует среднему значению на периоде $2\pi / \bar{\omega}$. Относительно $\Delta \omega_m$ мы получили линейное дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами. «Собственная» частота согласно (5), (6) равна $p_m = \sqrt{k^2 - n^2 - \dot{n}}$. Специфика данной модели состоит в большом значении диссипативного члена, что практически исключает возможность параметрического резонанса на этой частоте. Кроме того, это может привести к большой разнице между значениями k и p_m , а при $\tau_m \leq 0,25 v_m \omega_m J$ – даже к переходу в аperiodический режим. Для модели 1 на рис.3 иллюстрируется зависимость парциальной частоты p_m от инерционных характеристик привода и коэффициента крутизны статической характеристики двигателя v_m .

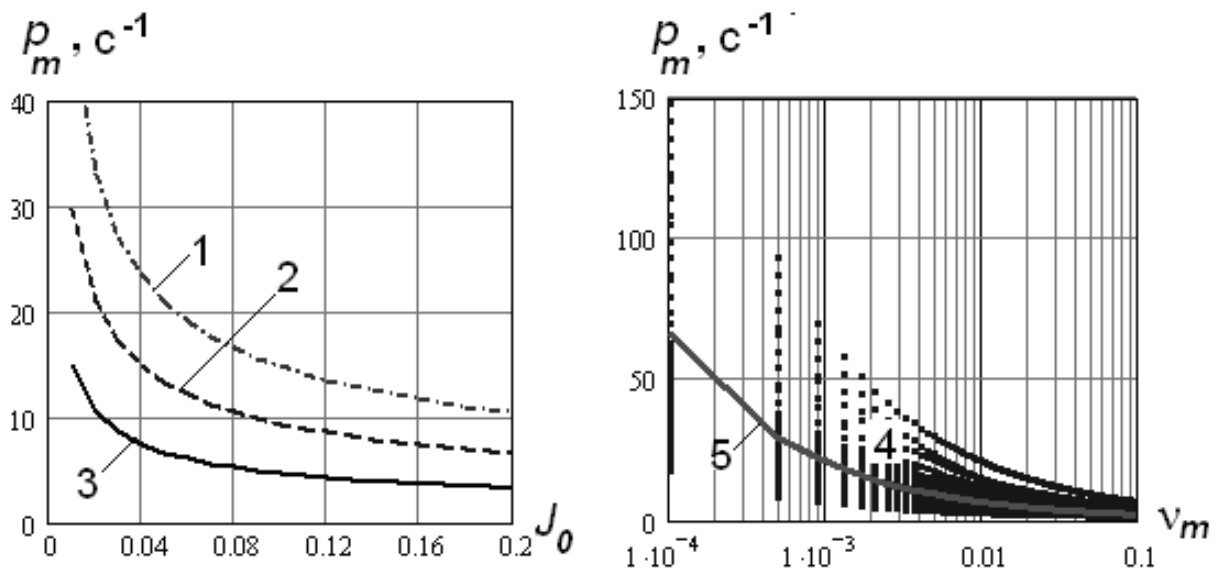


Рис.3. Графики $p_m(J_0), p_m(v_m)$: 1 – $v_m=0.002$; 2 – $v_m=0.005$; 3 – $v_m=0.02$; 4 – $J_0=0,001...0,02$; 5 – $J_0=0,1$

Для определения амплитудно-частотных характеристик при совместном учете характеристик двигателя и механического привода воспользуемся лаконичным способом, базирующимся на аппарате матриц перехода. Для рассматриваемой цепной системы (см. рис.1,в) матрица перехода имеет вид.

$$\Gamma = \Gamma_{J^*} \Gamma_{c^*} \Gamma_{J^*} \Gamma_u \Gamma_{J_0} \Gamma_M \quad (7)$$

Здесь

$$\Gamma_{J_s} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -J_s \omega^2 & 1 \end{pmatrix}; \quad \Gamma_{c^*} = \begin{pmatrix} 1 & c^{*-1} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}; \quad \Gamma_u = \begin{pmatrix} u & 0 \\ 0 & u^{-1} \end{pmatrix}; \quad \Gamma_M = \begin{pmatrix} 1 & c_0^{-1} - i(b_0 \Omega_A)^{-1} \\ 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$i = \sqrt{-1},$$

где c^* – комплексный коэффициент жесткости (см. выше).

Как следует из правой части уравнения (2), вынуждающий момент, возникающий на рабочем органе, складывается из кинематического возмущения, зависящего от его ускорения при идеальном движении, и силового возмущения от технологических сил и сил сопротивления. Подчеркнем, что особенностью цикловых механизмов является трансформация постоянных составляющих на «входе» в переменные функции на «выходе». Представим вынуждающий момент, приложенный к выходному звену, как $M = \sum_r M_r \sin(\omega_r t + \alpha_r)$. На основании (7)

$$\begin{pmatrix} \tilde{A} \\ \tilde{M}_{1r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \tilde{g}_{11} & \tilde{g}_{12} \\ \tilde{g}_{21} & \tilde{g}_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ \tilde{M}_{mr} \end{pmatrix}, \quad (8)$$

где \tilde{g}_{kj} – элементы матрицы Γ ; \tilde{A} – амплитуда выходного звена; M_{1r}, \tilde{M}_{mr} – амплитуда вынуждающего момента и момента двигателя. Как и выше, волной отмечена комплексная форма функции. (Для упрощения записи ниже индекс r всюду опущен).

Из (7), (8) следует

$$\tilde{M}_m = \tilde{M}_1 / \tilde{g}_{22}; \quad \tilde{A} = \tilde{M}_1 \tilde{g}_{12} / \tilde{g}_{22}, \quad (9)$$

где $\beta_{12}(\omega, \varphi) = |\tilde{g}_{12}|$; $\beta_{22}(\omega, \varphi) = |\tilde{g}_{22}|^{-1}$; $\beta_0(\omega, \varphi) = \beta_{12}(\omega, \varphi) / \beta_{22}(\omega, \varphi)$ (рис.4).

На рис. 5 приведены полученные на основании (8), (9) типовые амплитудно- частотные (АЧХ) и фазочастотные (ФЧХ) характеристики: $A = |\tilde{A}| \approx \text{Re } \tilde{A}$; $\gamma = \text{Im } \tilde{A}$ при $\Omega_m^n = \omega / u$; $v_m = 0,003(\text{Г} \cdot \text{с})^{-1}$; $\delta = 0,03$. (При выборе параметров учтено стремление к наглядности иллюстрируемых эффектов). Обратим внимание на то, что АЧХ пропорциональна функции β_0 только при постоянной амплитуде момента M_1 . При кинематическом возбуждении амплитуда пропорциональна $\beta_0 \omega^2$.

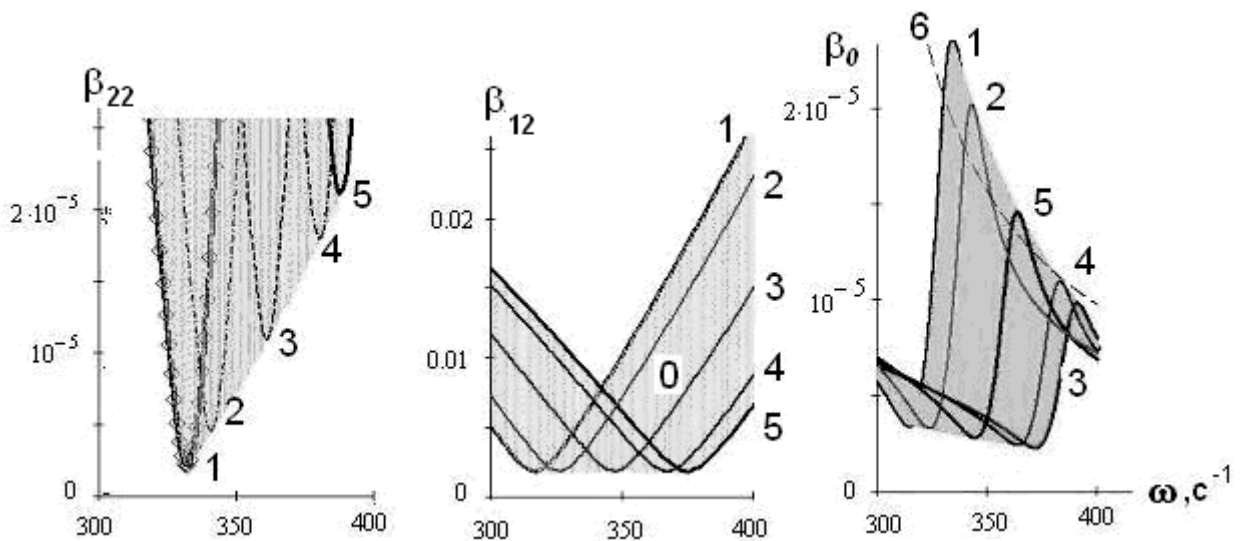


Рис.4 . Графики функций $\beta_0, \beta_{12}, \beta_{22}$: **1** – $\varphi = 0$; **2** – $\varphi = \pi/8$; **3** – $\varphi = \pi/4$; **4** – $\varphi = 3\pi/4$; **5** – $\varphi = \pi/2$; **0** – $0 \leq \varphi \leq \pi/2$; **6** – см.ниже.

Для рассматриваемой модели резонансным режимам соответствуют минимумы следующих функций: $\beta_{22}(\omega, \varphi)$ – при фиксированном входе и свободном выходе; $\beta_{12}(\omega, \varphi)$ – при обоих фиксированных концах колеба-

тельной цепи. При этом следует иметь в виду, что из-за медленного изменения функции положения (область 0) минимумы этих функций носят «плавающий» характер. Это может привести к возникновению режима биений, а в некоторых случаях и к локальным нарушениям условий динамической устойчивости.

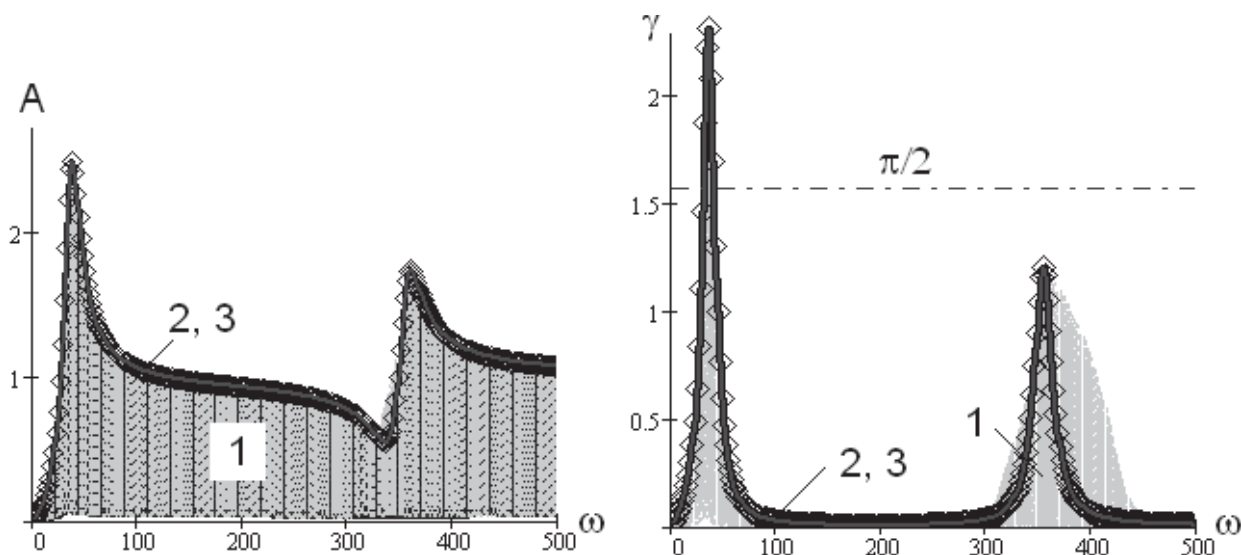


Рис. 5. Графики АЧХ и ФЧХ: 1 – $0 \leq \varphi \leq \pi$; 2 – $\varphi = 0, \pi (\zeta = \mu)$; 3 – $\varphi = 0, \pi (\zeta \neq \mu)$

Усредненные парциальные частоты для принятых исходных данных равны $k_1 = 39,6; k_2 = 100 \text{ c}^{-1}$. При соединении двигателя с приводом усредненная низшая собственная частота мало отличается от парциальной частоты двигателя, а при $c_1 \rightarrow \infty$ уменьшается от $\omega \approx 38 \text{ c}^{-1}$ до $\omega \approx 14 \text{ c}^{-1}$. Существенное превышение второй резонансной частоты $\omega \approx 360 \text{ c}^{-1}$ по сравнению с «собственной» частотой без учета двигателя $p_0 \approx 100 \text{ c}^{-1}$ (см. рис.2), на первый взгляд, вызывает некоторое недоумение и представляется неправдоподобным. Действительно, выявленный эффект не согласуется с традиционным мнением, когда роль двигателя практически ограничивается лишь появлением дополнительной собственной частоты, на которой возникает так называемый электромагнитный резонанс.

Остановимся подробнее на этом вопросе, так как с ним нередко связаны значительные ошибки при динамическом анализе и синтезе приводов машин. Для рассматриваемого класса двигателей обычно $\Delta\Omega = \Omega_{m0} - \Omega_m^n \approx (5-10) \text{ c}^{-1}$; $\tau_m \approx (0,01-0,15) \text{ c}$. Как показано в [9], при этом под действием номинального момента двигателя эквивалентная динамическая ошибка на входе привода соответствует деформации $(0,05-1,4)$ рад., что, как правило, значительно превышает деформации остальных участков валопровода. Представляет интерес анализ предельного случая, когда эквивалентная «жесткость» двигателя равна нулю ($c_0 = 0$).

По существу, в этом случае речь идет об «отключенном» двигателе, когда его роль ограничивается лишь учетом момента инерции ротора. При этом динамическая модель (см. рис.1,б) отображает систему с двумя степенями свободы с одной циклической координатой и единственной «собственной» частотой, отличной от нуля (рис.6):

$$p_*(\varphi) = \sqrt{[2J^*(\varphi_*) + J_{01}]c(\varphi) / \{[J^*(\varphi) + J_{01}]J^*(\varphi)\}}, \quad (10)$$

где $J(\varphi) = J_1(1 + \mu\Pi'^2)$; $J_{01} = J_0u^{-2}$ (ниже при расчетах графиков принято $u = 1$)

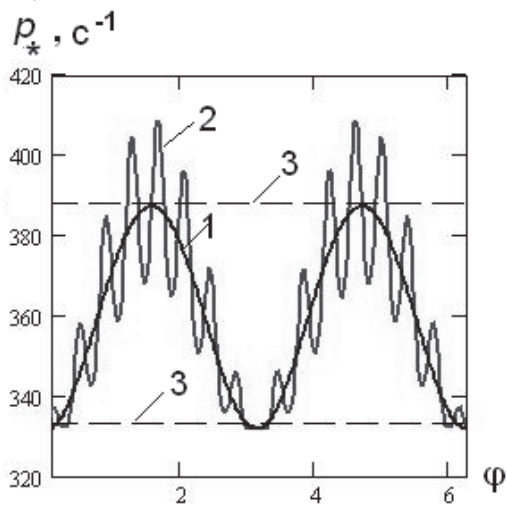


Рис.6. Графики $p_*(\varphi)$: 1 – $\xi = 0$; 2 – $\xi \neq 0$; 3 – границы частотного диапазона $p_2(\varphi)$ при изменении φ (см. рис. 3, линия б).

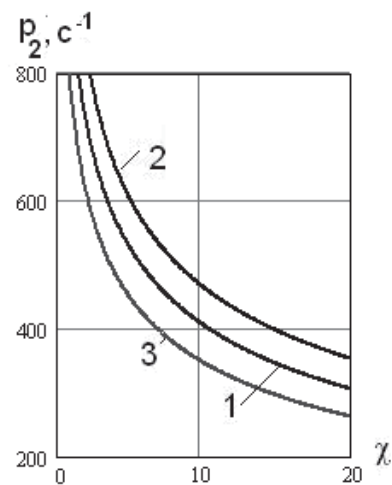


Рис.7. Графики $p_2(\chi)$ при $\varphi = \pi/2$: 1 – $\mu = \zeta = 0,4$; 2 – $\mu = 0, \zeta = 0,4$; 3 – $\mu = 0,4, \zeta = 0$.

Резонансные режимы в линейном приближении отвечают «собственным» частотам, которые являются корнями биквадратного уравнения

$$f_2(\varphi_*)p^4 - f_1(\varphi_*)p^2 + f_0(\varphi_*) = 0, \quad (11)$$

где $f_0(\varphi_*) = c(\varphi_*) / (v_A \tau)$; $f_1(\varphi_*) = [(v_m \tau)^{-1} + c(\varphi_*)]J(\varphi_*) + (J_{01} + J(\varphi_*))c(\varphi_*)$; $f_2(\varphi_*) = [J_{01} + J(\varphi_*)]J(\varphi_*)$.

Вторая резонансная частота p_2 обычно существенно выше парциальной частоты механической подсистемы привода (см. рис.2, 3). Эта частота в числе других параметров в значительной степени зависит от отношения моментов инерции $\chi = J_1 / J_{01} = J_1 u^2 / J_0$ (рис. 7).

Следует отметить, что приведенный эффект свидетельствует о необходимости корректировать обычно принятые способы оценки роли электродвигателя на базе упрощенных динамических моделей. В частности, весьма распространена упрощенная модель, показанная на рис. 1,б, в ко-

торой выделенная подсистема M , соответствующая электродвигателю, заменяется заделкой, что вносит существенную ошибку при определении резонансной частоты. Так, в приведенном примере частота p_2 примерно в 3,5 раза выше частоты p_0 , соответствующей этому упрощению. График $p_2(\chi)$, приведенный на рис. 4, свидетельствует о том, что эта ошибка может быть еще значительно выше. В то же время, принимая при упрощении $c_0 = 0$ (свободный конец) и сохраняя в модели элемент J_0 , отвечающий ротору двигателя, имеем расхождение между частотами p_2 и p_* меньше, чем 10%. Таким образом, при упрощенном моделировании «без учета двигателя» целесообразнее «вход» колебательной цепи «освободить» от заделки, исключая из рассмотрения электромагнитные свойства двигателя и сохраняя лишь инерционные характеристики его ротора.

При заданном моменте инерции ротора двигателя J_0 с ростом приведенного момента инерции J_{01} существенно увеличивается высокочастотная резонансная частота, что, на первый взгляд, можно считать положительным эффектом, поскольку мы удаляем резонанс от частоты кинематического возбуждения. Однако следует принять во внимание сопутствующий рост кинематического возбуждения и дополнительные нагрузки при переходных процессах. Кроме того, при этом возникает опасность приближения резонансных частот к зоне главного параметрического резонанса. При выборе параметров привода и режимов работы следует также принять во внимание, что из-за большой эквивалентной податливости двигателя в окрестности резонансной зоны $\omega \approx p_2$ оба конца рабочего органа (см. элементы J_2 , рис. 1,а) колеблются в противофазе, что может отрицательно отразиться на выполняемой технологической операции. В приведенном примере предпочтительный частотный диапазон располагается на интервале $150\text{с}^{-1} \leq \omega \leq 250\text{с}^{-1}$, на котором $A \approx \text{const}; \gamma \approx 0$ (см. рис.5).

Особенностью приведенных АЧХ и ФЧХ являются переменность амплитуд и фазовых сдвигов внутри кинематического цикла, что вызвано медленным изменением компоненты «собственной» частоты $p_0(t)$ (см. рис.4, область 0). Этот эффект приводит к возникновению режимов биеений, что нашло подтверждение как при компьютерном моделировании, так и при экспериментальных исследованиях. При медленном изменении параметров реализуется локальный переходный режим. На графиках частотных характеристик (рис.8), построенных на основании (10), (11) при $J_0 = 0,01 \hat{\omega}^2$ и $J_{01} = 0,4 \hat{\omega}^2$, сплошные линии отвечают Π'_0 ($\varepsilon = 0$), а штриховые $-\Pi'_v$ ($\varepsilon = 0,5$).

Анализ графиков показывает, что электромагнитная частота p_1 чувствительно реагирует на инерционные характеристики (параметр μ) и слабо – на упругость привода (параметр ζ). Частота p_2 , играющая домини-

рующую роль при формировании вынужденных и параметрических колебаний рабочих органов, существенно зависит от соотношения параметров ζ и μ . В нашем случае условиям квазистационарности отвечает $\mu = \zeta$ (кривые 1, штриховые линии). При этом $p_2 \approx \text{const}$ и практически устраняется пульсация параметров, вызванная нестационарными связями, а следовательно, и возможность возбуждения параметрических резонансов. Графики свидетельствуют о существенном снижении пульсации этой частоты при $\mu = \zeta$. Это подтверждает эффективность квазистационарности при оптимизации динамических характеристик [6].

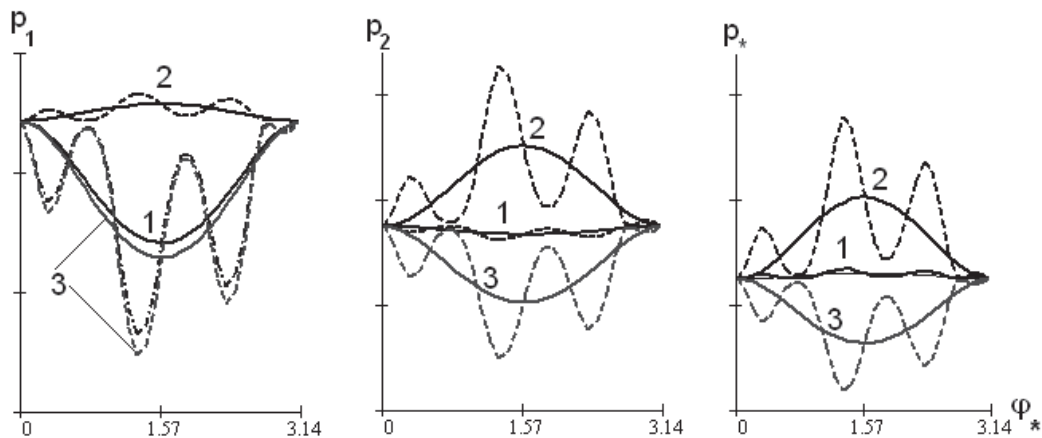


Рис. 8. Графики $p_1(\varphi_*)$, $p_2(\varphi_*)$, $p_*(\varphi_*)$ 1 – $\mu = \zeta = 0,4$; 2 – $\mu = 0$, $\zeta = 0,4$; 3 – $\mu = 0,4$, $\zeta = 0$

График p_* , по существу, дублирует график для частоты p_2 , что свидетельствует о большой эквивалентной «податливости» двигателя и относительно малом влиянии его электромагнитных характеристик на эту частоту.

Выше при кинематическом возбуждении для определения момента сопротивления мы исходили из предположения, что момент инерционных сил выходного звена определяется заданным законом программного движения при постоянной угловой скорости входного звена. Этому моменту при $\omega = \text{const}$ отвечает второе слагаемое в правой части уравнения (2) $M^* = -\mu J_1 \Pi'_* \Pi''_* \omega^2$. Однако, во-первых, при $\omega \neq \text{const}$ следует скорректировать ускорение ведомого звена:

$$M^* = -\mu J_1 \Pi' (\Pi'' \omega^2 + \Pi' d\omega/dt). \quad (12)$$

Во-вторых, теперь функция $\omega(t)$ наряду с другими факторами также зависит от M^* . Для выявления качественных особенностей возникающих при этом эффектов, в рамках данной статьи для модели 1 воспользуемся компьютерным моделированием на базе системы дифференциальных уравнений, объединяющей механические и электромеханические характеристики системы

$$\left. \begin{aligned} \Delta\omega' + (\Delta M + \Delta M' \tau_m \Omega_m^n u) \Omega_{m0} (1 - s_0) v_m &= 0; \\ [1 + 0.5 \bar{p}_0 (1 - \cos 2\varphi)] \Delta\omega' \Omega_m^n u^{-1} + 0.5 \bar{p}_0 u^{-1} \sin 2\varphi (\Omega_m^n + \Delta\omega)^2 - \Delta\omega J_0^{-1} &= r \cos \varphi; \\ \Omega_m^n \Delta\varphi' - \Delta\omega &= 0, \end{aligned} \right\} (13)$$

где \bar{p}_0 – среднеквадратичное значение функции $p_0(\varphi)$.

На рис.9,а показаны полученные на основании (13) графики относительных отклонений угловой скорости $\Delta\omega/\omega$ (кривая 1) и соответствующих фазовых сдвигов углов поворота входного звена $\Delta\varphi$ (кривая 2).

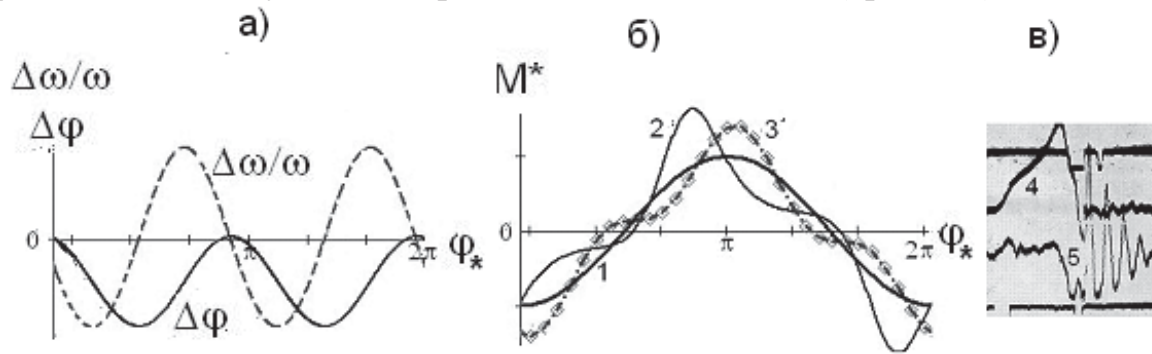


Рис.9. Искажения кинематических и динамических характеристик:

1– $\omega = \text{const}$; 2– $\tau_m = 0$; 3– $\tau_m \neq 0$; 4– скорость; 5– ускорения

На графиках наглядно видно уменьшение скорости на участках разбега прямого и обратного хода, рост скорости на участках торможения, а также соответствующие этим участкам фазовые сдвиги. При этом приходится сталкиваться с эффектом, когда аргумент геометрических характеристик циклового механизма φ из-за $\omega \neq \text{const}$ существенно отличается от линейной функции $\varphi = \omega t$. Это может привести к значительным искажениям программного движения и изменению момента на двигателе. На рис. 9,б показана трансформация момента. Представляет интерес смягчающий эффект динамической характеристики по сравнению со статической. Последнее связано с влиянием электромагнитной постоянной времени τ_m , подавляющей резкие изменения динамических нагрузок. На рис.9,в приведена осциллограмма кинематических характеристик толкателя кулачкового механизма, на которой видно нарушение исходного симметричного закона движения и возбужденные при этом колебания.

Динамический анализ при двухстороннем приводе

На рис.10,а приведена динамическая модель двухстороннего привода и её модификация (рис.10,б). Подобные модели обычно используются в машинах с длинными и массивными исполнительными органами, в частности, в некоторых трикожных машинах. Методика динамического ана-

лиза этой модели аналогична изложенной выше, однако теперь зависимость (7) принимает следующий вид:

$$\Gamma = \Gamma_M \Gamma_{J_0} \Gamma_u \Gamma_{J^*} \Gamma_{c^*} \Gamma_{J^*} \Gamma_u \Gamma_{J_0} \Gamma_M \quad (14)$$

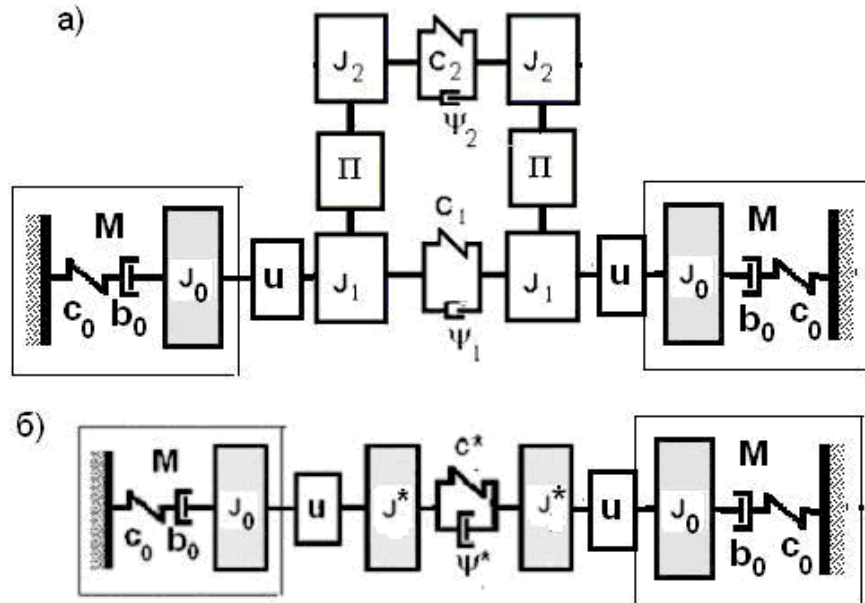


Рис.10. Динамическая модель двухстороннего привода (а) и ее модификация (б)

На рис.11 приведены графики функций β_{jk} , минимумы которых соответствуют резонансным зонам (см. выше). Помимо ранее введенных функций здесь принято $\beta_{21} = |\tilde{g}_{21}|$. Минимум этой функции соответствует случаю, когда оба конца системы свободны.

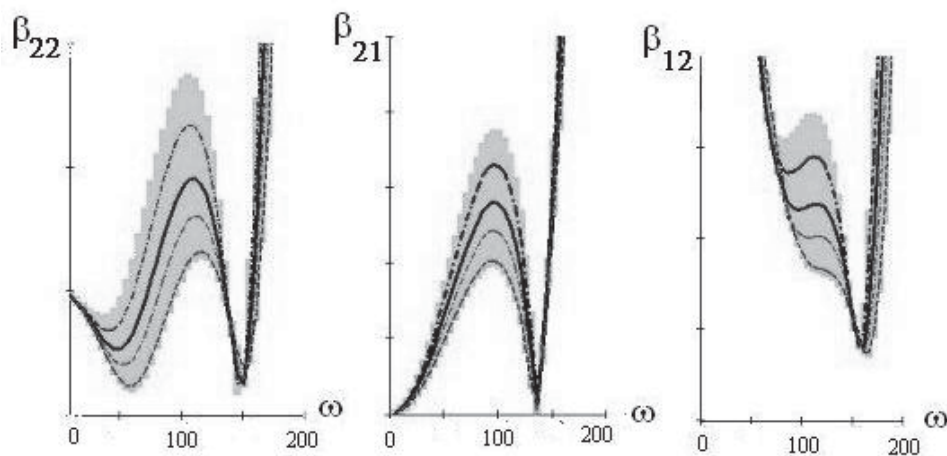


Рис.11. Графики функций $\beta_{22}, \beta_{21}, \beta_{12}$

Как и для случая одностороннего привода (см. рис.4), выделена область изменения этих функций в зависимости от положения входного звена φ . Внутри этой области показано семейство кривых, соответствующих фиксированным значениям угла φ . Низшая резонансная частота четко проявляется в первом минимуме функции β_{22} , который соответствует одностороннему приводу (см. выше). Если, как и раньше, принять во внимание большую «податливость» двигателя ($c_0 \approx 0$), то при двух двигателях сохраняется лишь одна позиционная обобщенная координата, а единственная отличная от нуля переменная «собственная» частота без учета диссипации определяется как

$$p_*(\varphi) = \sqrt{2c_*(\varphi) / (J_0 + J_*(\varphi))} . \quad (15)$$

Для исходной модели (см. рис.10,а) вторая частота соответствует минимуму функции β_{12} (защемление обоих концов). Отличие результатов, полученных по формуле (15), от значения ω при минимуме функции β_{12} обычно не превышают 10%.

Вопрос об эффективности применения привода с двумя двигателями требует всестороннего анализа и нуждается в отдельном рассмотрении. В целом, следует отметить, что на характеристики колебательной системы применение двух двигателей влияет мало, что связано с их большой эквивалентной податливостью. Кроме того, следует иметь в виду, что основному резонансу на частоте p_* отвечает узел колебаний, расположенный в середине рабочего органа, а его концы в окрестности этой частоты колеблются в противофазе. Это может отрицательно проявиться на качестве продукции. Для устранения этого эффекта возможно требуются другие конструкторские решения при проектировании машины. В частности, может оказаться более эффективным использование для двухстороннего привода одного двигателя при повышенной жесткости упругой связи между крайними элементами главного вала.

Заключение

В работе предложены новые динамические модели, на базе которых исследовано взаимовлияние электропривода и цикловой машины. Разработана методика инженерных расчетов и выявлен ряд особенностей этого класса динамических систем, вызванных большой эквивалентной податливостью электродвигателя. Проведен сопоставительный анализ машин с односторонним и двухсторонним приводом. В связи с рассматриваемой проблемой в дальнейшем развитии нуждается анализ влияния двигателя на возбуждение параметрических колебаний, а также на динамические эф-

фекты, вызванные нелинейными факторами (нелинейные муфты, зазоры, диссипативные силы и др.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алифов А. А., Фролов К. В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука . 1985. – 328 с.
2. Банах Л. Я. Методы декомпозиции при исследовании колебаний механических систем.– Ижевск: АНО Ижевский институт компьютерных исследований, 2016.– 291с.
3. Вейц В. Л., Коловский М. З., Кочура А. Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. – М.: Наука, 1984. – 352 с.
4. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
5. Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Политехника. 2013. – 425 с.
6. Вульфсон И. И. Квазистационарность динамических режимов в цикловых механизмах, образующих реономные колебательные системы с решётчатой структурой. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2015. – №4. – С. 12–19
7. Вульфсон И. И. Колебания машин с механизмами циклового действия.– Л.: Машиностроение, 1990, – 309 с.
8. Вульфсон И. И. К проблеме динамической взаимозависимости электродвигателя и механического привода цикловой машины. // Теория механизмов и машин. – 2016. Т. 32. – №4. – С. 173–182.
9. Вульфсон И. И., Коловский М. З. Нелинейные задачи динамика машин.– Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
10. Коловский М. З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
11. Кононенко В. О. Вопросы теории динамического взаимодействия машины и источника энергии // Изв. АН СССР, МТТ. – 1973. – №4. С. 19–30.
12. Первозванский А. А., Гайцгори В. Г. Декомпозиция, агрегирование и приближенная оптимизация. М.: Наука, 1979. – 344 с.
13. Сорокин Е. С. Динамический расчет несущих конструкций. – М.: Госстройиздат, 1958. – 325 с.
14. Vulfson I. I. Parametric vibrations excitation in cyclic mechanisms // Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. Pp. 133-143.
15. Dresig, H. und Vulfson I. I. Dynamik der Mechanismen.–Wien, New York: Springer, 1989. – 328 S.

SOME PECULIARITIES OF THE ELECTRIC DRIVE INFLUENCE ON CYCLIC MACHINES DYNAMICS

St.Petersburg State University of Industries Technology and Design

Abstract

The article is devoted to the study of vibrations in the drives of machines with cyclic mechanisms, taking into account the characteristics of the electric motor. It is established that with simplified modeling, often used in engineering practice, the significant errors in the determination of resonant frequencies are possible. A number of new modifications of models for a one-sided and two-sided drive are proposed, as well as for preliminary engineering estimates. An engineering technique for calculating similar systems is described, based on the use of transition matrices well suited to computer procedures. The results of experiments and computer simulations are presented.

Key words: Electric drive, cyclic machines, dynamics, vibrations

REFERENCES

- [1] Alifov A.A, Frolov K.V Interaction of nonlinear oscillatory systems with energy sources. – Moscow: Science. 1985. – 328 p. (rus)
- [2] Banakh L. Ya. Methods of decomposition in the study of mechanical systems vibrations.– Izhevsk: ANO Izhevsk Institute for Computer Research, 2016.– 291p. (rus)
- [3] Veits V.L, Kolovskii M.Z., Kochura A.E. Dynamics of controlled machine aggregates. – Moscow: Nauka, 1984. – 352 p. (rus)
- [4] Vulfson I.I. Dynamic analysis of cyclic mechanisms.– L.: Mashinostroenie, 1976. – 328 p. (rus)
- [5] Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. – Heidelberg, New York, London: Springer 2015. – 410 p. (Trans. from Russian, Politechnika, 2013)
- [6] Vulfson I.I. Quasistationarity of dynamic regimes in cyclic mechanisms forming rheonomic oscillating systems with lattice structure // J Mach Manuf Reliab –No 4 (44), 2015. – Pp. 12-19.
- [7] Vul'fson I.I. Vibrations in machines with cyclic action mechanisms.– L.: Mechanical Engineering, 1990, – 309 p. (rus)
- [8] Vulfson I.I To the problem of the dynamic interdependence of the electric motor and the mechanical drive of the cyclic machine / Theory of mechanisms and machines. – 2016. № 4 (32). – P. 173-182. (rus)

- [9] Vulfson I.I, Kolovskii M.Z Non-linear problems of the dynamics of machines .– L .: Mashinostroenie, 1968. – 284 p. (rus)
- [10] Kolovskii M.Z. Dynamics of machines. – L .: Mechanical Engineering, 1989. – 264 p. (rus)
- [11] Kononenko V.O Questions of the theory of the dynamic interaction of a machine and an energy source / Izv. Academy of Sciences of the USSR, MTT. 1973, №4. – Pp. 19-30. (rus)
- [12] Pervozvansky A.A, Gaizgory V.G Decomposition, aggregation and approximate optimization. –Moscow: Nauka, 1979. – 344 p. (rus)
- [13] Sorokin E.S Dynamic calculations of the bearing structures. Moscow: Gosstroyizdat, 1958. – 325 p. (rus)
- [14] Vulfson I. I. Parametric vibrations excitation in cyclic mechanisms / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. Pp. 133-143.
- [15] Dresig, H. und Vulfson I. I. Dynamik der Mechanismen.–Wien, New York: Springer, 1989. – 328 S.

М.Д. Ковалёв

ОБ ОДИНАКОВО НАПРЯЖЁННЫХ ШАРНИРНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ



Михаил Дмитриевич Ковалёв, д.ф.-м.н., профессор, Московский Государственный Университет им. М.В. Ломоносова

Россия, Москва

Тел.: (495)391-60-33, E-mail: kovalev.math@mtu-net.ru.

Аннотация

Ищутся плоские рычажно-шарнирные конструкции с одной и той же кинематической схемой, допускающие одинаковое полное внутреннее напряжение. Если все закреплённые шарниры лежат на прямой, то таковыми заведомо являются зеркально-симметричные относительно прямой конструкции. В случае двух бесконечных последовательностей структурных схем с неколлинеарными закреплёнными шарнирами доказано отсутствие ферм с искомыми свойствами. При ограничении на ранг матрицы напряжений установлена теорема о строении шарнирных механизмов, допускающих в каждом положении одинаковое внутреннее напряжение.

Ключевые слова: проектирования графа в плоскость, закреплённая структурная схема, кинематическая схема, внутреннее напряжение, единственность сборки.

Введение

Здесь рассматриваются геометрические и статические свойства идеальных плоских шарнирно-рычажных конструкций. Поскольку статья носит математический характер, то для понимания дальнейшего необходимо точно определить ряд понятий. Это мы сейчас и сделаем, а в конце введения коротко скажем о результатах, изложенных в остальных разделах.

Шарнирной структурной схемой мы называем связный граф¹ $G(V, W, E)$ без петель и кратных ребер, множество вершин которого состоит из двух непустых подмножеств $V = \{v_1, \dots, v_m\}$ (на наших рисунках это кружочки, им отвечают свободные шарниры) и $W = \{v_{m+1}, \dots, v_{m+n}\}$ (это крестики, им отвечают закреплённые шарниры) удовлетворяющий тем условиям, что его подграф $G_1(V, E_1)$, порожденный множеством V , связан, а вершины множества W несмежны между собой [1, 2]. Таким образом, множество E ребер графа $G(V, W, E)$ распадается на два подмножества: E_1 — состоящее из ребер $v_i v_j$, для которых $i, j < m$; и E_2 — из ребер $v_i v_j$, с $i < m, j > m$. *Закрепленной шарнирной схемой (ЗШС)* называем структурную схему, каждому закрепленному шарниру $v_i \in W$ которой сопоставлена некоторая точка p_i плоскости. Причём, разным шарнирам сопоставлены разные точки плоскости. Если теперь сопоставить и каждому свободному шарниру свою точку плоскости, то мы получим *шарнирник* $p = (p_1, p_2, \dots, p_m)$, отвечающий заданной ЗШС. При этом рёбрам графа отвечают рычаги, соединяющие шарниры шарнирника. Не исключается совпадение различных шарниров как точек плоскости и пересечение разных рычагов. Шарнирник есть в инженерном понимании либо ферма либо определённое положение шарнирного механизма. Математически шарнирник суть точка $2m$ -мерного евклидова пространства координат свободных шарниров: $p \in R^{2m}$.

Шарнирной структурной схеме с r рёбрами-рычагами сопоставляется и другое пространство параметров — r -мерное евклидово пространство R^r , координатами в котором являются квадраты длин рычагов. Каждую точку этого пространства $d = \{d_{ij}\}, v_i v_j \in E$ мы называем *кинематической шарнирной схемой (КШС)*. Коль скоро задана ЗШС, то возникает отображение между введёнными пространствами параметров $F : R^{2m} \rightarrow R^r$, задающееся формулами $d_{ij} = (p_i - p_j)^2, v_i v_j \in E$. Это отображение называется *рычажным* (в англоязычной литературе — "rigidity mapping" [3,4,5]). Оно играет ключевую роль при геометрическом рассмотрении шарнирных конструкций.

Важную роль при изучении шарнирных конструкций играет матрица dF дифференциала рычажного отображения. В случае плоских конструкций это матрица размера $r \times 2m$, каждая строка которой отвечает рычагу схемы. Строка, отвечающая рычагу $p_i p_j$ соединяющему свободные шарниры, выглядит так:

$$2(0, \dots, 0, x_i - x_j, y_i - y_j, 0, \dots, 0, x_j - x_i, y_j - y_i, 0, \dots, 0),$$

где $p_i = (x_i, y_i)$, а все остальные элементы строки кроме четырёх разностей

¹ В теории механизмов обычно в качестве структурной схемы берут рёберный для нашего графа.

равны нулю. Строка же матрицы dF , отвечающая рычагу $p_i p_j$, где $v_i v_k \in E_2$, выглядит следующим образом:

$$2(0, \dots, 0, x_i - x_k, y_i - y_k, 0, \dots, 0, 0, \dots, 0).$$

Если $\text{Rank } dF(p) = r$, то шарнирник p называем *правильным*, в противном случае – *неправильным*. В случае $\text{Rank } dF(p) = r = 2m$, шарнирник p является статически определимой фермой. Мы его называем *изостатическим*. ШСС называется *правильной (изостатической)* если ей отвечает хотя бы один правильный (изостатический) шарнирник. В механике это отвечает отсутствию пассивных связей в конструкции. Необходимое и достаточное условие правильности и изостатичности ШСС в плоскости приведено в [1].

Линейная зависимость строк матрицы $dF(p)$ с коэффициентами ω_{ij} имеет статический смысл. А именно, она равносильна выполнению для величин ω_{ij} системы векторных линейных уравнений:

$$\sum_j \omega_{ij} (p_i - p_j) = 0, \quad 1 \leq i \leq m, \quad (1)$$

где суммирование производится по всем смежным с p_i шарнирам. Эти уравнения суть условия равновесия сил, приложенных к i -ому свободному шарниру со стороны смежных шарниров. Величины $\omega_{ij} = \omega_{ji}$ *внутренних напряжений рычагов* указывают меру напряженности рычагов: если $\omega_{ij} < 0$, то рычаг $p_i p_j$ растянут, если же $\omega_{ij} > 0$, то он сжат.

В инженерной литературе термин "напряжение рычага" имеет другой смысл. А именно, напряжением называется сила e_{ij} на единицу площади поперечного сечения рычага.

Если система (1) имеет лишь тривиальное решение, то говорят, что шарнирник *не допускает внутренних напряжений*. В противном случае, множество внутренних напряжений $\omega = \{\omega_{ij}\}$ заданного шарнирника p вместе с тривиальным решением системы (1) представляет собой линейное *пространство $W(p)$ внутренних напряжений* шарнирника.

Рассмотрим шарнирник p , допускающий внутреннее напряжение $\omega = \{\omega_{ij}\}$. Перепишем систему (1) как систему уравнений относительно радиус-векторов свободных шарниров, считая внутреннее напряжение ω заданным:

$$\left(\sum_{(i,j) \in E} \omega_{ij} \right) p_i - \sum_{(i,j) \in E_1} \omega_{ij} p_j = \sum_{(i,j) \in E_2} \omega_{ij} p_j, \quad 1 \leq i \leq m. \quad (2)$$

Подчеркнём, что в правой части уравнений этой системы стоят заданные радиус векторы закреплённых шарниров. Множество решений этой системы представляет собой либо точку, либо линейное многообразие L_ω раз-

мерности кратной двум [6]. Многообразие L_ω состоит из шарнирников с данной ЗШС, допускающих напряжение $\omega = \{\omega_{ij}\}$. В случае единственности решения системы (2) мы будем говорить о *восстановимости шарнирника p по его внутреннему напряжению ω* [7,8]. Важную роль играет матрица системы (2), называемая *матрицей напряжений* $\Omega(\omega)$ [6,9]. Это симметрическая $t \times t$ -матрица с элементами

$$\Omega_{ij} = 0, (i, j) \notin E_1, \quad \Omega_{ij} = -\omega_{ij}, (i, j) \in E_1, \quad \Omega_{ii} = \sum_k \omega_{ik},$$

где последняя сумма берётся по всем рычагам, исходящим из i -го шарнира.

Мы будем исследовать вопросы: при каких условиях среди шарнирников с данной ЗШС, допускающих заданное внутреннее напряжение ω имеются, либо не имеются изометричные? То есть, шарнирники с одной и той же КШС.

В следующем разделе приведён пример невосстановимого по внутреннему напряжению шарнирника и многообразия L_ω , а также подготовительные соображения. ЗШС, все закреплённые шарниры которой лежат на прямой, мы называем *распрямлёнными* [10], в противном случае – *нераспрямлёнными*. Разыскивая условия, при которых в L_ω нет изометричных шарнирников, разумно ограничиться рассмотрением внутренних напряжений, ненулевых на каждом рычаге. Будем называть такое напряжение *полным*, а шарнирник, допускающий его, *полностью напрягаемым*.

В разделе 3 приведена теорема, устанавливающая отсутствие изометричных полностью напрягаемых шарнирников для двух бесконечных последовательностей изостатических нераспрямлённых ЗШС.

В разделе 4 приведён пример изостатической нераспрямлённой ЗШС, для которой имеются изометричные одинаково и полностью напряжённые шарнирники. Здесь же сформулирована в случае $\text{coRank } \Omega(\omega) = 1$ теорема о шарнирниках, имеющих и не имеющих изометричного в L_ω .

Раздел 5 посвящён шарнирным механизмам в каждом своём положении допускающим одинаковое полное внутреннее напряжение. В случае $\text{coRank } \Omega(\omega) = 1$ приведена теорема о строении таких механизмов.

Примеры и подготовительные соображения

В плоском случае векторная система уравнений (2) распадается на две координатных с одинаковыми матрицами, но разными правыми частями. Как следует из теоремы Кронекера-Капелли необходимым и достаточным условием совместности этих систем, а, значит, и системы (2) является равенство рангов матрицы $\Omega(\omega)$ и дважды расширенной матрицы $\Omega^*(\omega)$,

получаемой добавлением к $\Omega(\omega)$ двух столбцов свободных членов координатных систем. Справедливы следующие простые утверждения [4, 8].

Пусть шарнирник $A(p)$ получен аффинным преобразованием из шарнирника p .

УТВЕРЖДЕНИЕ 1. Шарнирники p и $A(p)$ имеют одно и то же пространство внутренних напряжений.

УТВЕРЖДЕНИЕ 2. Если шарнирник восстановим по своему внутреннему напряжению, и его закреплённые шарниры лежат на одной прямой, то и его свободные шарниры лежат на этой же прямой.

Разыскивая случаи, в которых многообразие L_ω не содержит изометричных шарнирников, достаточно, как было сказано, ограничиться неразпрямлёнными ЗШС. Более того, разумно рассматривать лишь полные внутренние напряжения ω . Действительно, например, для схемы D_2 (рисунок 1) имеются два различных изометричных неполностью напряжённых шарнирника p и p' . Здесь рычаги, исходящие из шарнира p_2 в отличие от коллинеарных рычагов, исходящих из шарнира p_1 , не напряжены. Шарнирник p' получается из p отражением части последнего от прямой, обозначенной точками.

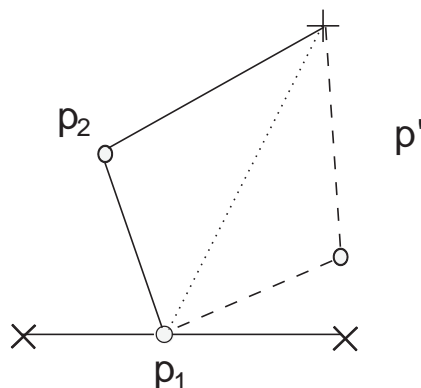


Рис. 1

ПРИМЕР 3. Неправильная ЗШС рисунка (2) с 8 свободными и четырьмя закреплёнными шарнирами допускает внутреннее напряжение

$$\omega_1 = 1, \omega_{12} = 1, \omega_{14} = -2, \omega_2 = -\frac{7}{6}, \omega_{23} = -3, \omega_{25} = -\frac{1}{6}, \omega_{27} = 1, \omega_3 = 1, \omega_{34} = -1, \omega_4 = -\frac{7}{3},$$

$\omega_{47} = -2, \omega_{45} = \frac{1}{3}, \omega_{56} = 1, \omega_{58} = -1, \omega_{67} = 1, \omega_{68} = -1, \omega_{78} = -2,$ (напряжение ω_i отвечает рычагу, исходящему из i -го свободного шарнира в закреплённый).

Для этого напряжения $\text{coRank } \Omega(\omega) = 2$.

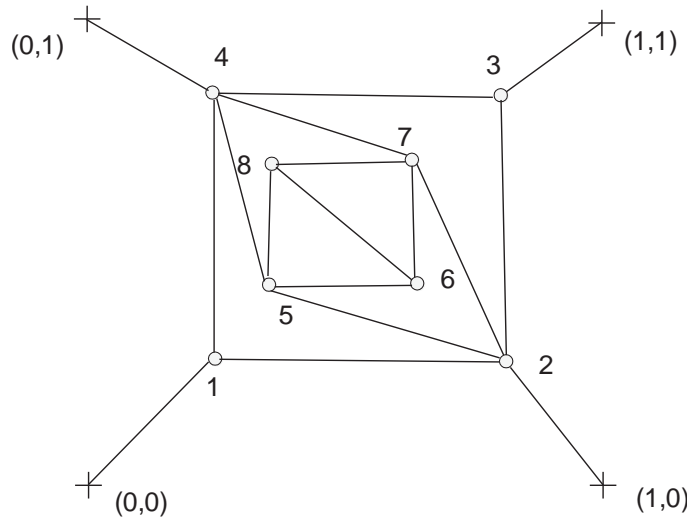


Рис.2

Здесь многообразие L_ω двухпараметрично и задаётся соотношениями: $p_1 = \frac{7}{3}p_4 + \frac{1}{6}\begin{pmatrix} 1 \\ -6 \end{pmatrix}$, $p_2 = 2p_4$, $p_3 = \frac{7}{3}p_4 - \frac{1}{3}\begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}$, и $p_5 = 2p_8$, $p_6 = \frac{4}{3}p_8$, $p_7 = \frac{1}{3}p_8$. А

шарниры распадаются на 2 группы. В многообразии L_ω положения шарниров внутреннего квадрата (с номерами 5, 6, 7, 8) зависят лишь от положения одного из них, и не зависят от положений шарниров внешнего квадрата. И наоборот, положения шарниров внешнего квадрата зависят лишь от положения шарнира p_4 .

Матрица $\Omega^*(\omega)$ в этом случае имеет вид:

$$\begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & -\frac{7}{3} & 3 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & -1 & 0 & -\frac{7}{6} & 0 \\ 0 & 3 & -3 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 2 & 0 & 1 & -7 & -\frac{1}{3} & 0 & 2 & 0 & 0 & -\frac{7}{3} \\ 0 & \frac{1}{6} & 0 & -\frac{1}{3} & \frac{1}{6} & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 2 & 0 & -1 & -2 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 2 & -4 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Напряжённые изометричные шарнирники со схемами D_m и M_m

Рассмотрим две бесконечных серии изостатических ЗШС: D_m и M_m (Рис.3). Схема D_m состоит из цепи p_1, p_2, \dots, p_m , составленной из свободных шарниров, и присоединённых к ней закреплённых шарниров q_0, q_1, \dots, q_m , причём к шарниру p_1 присоединены закреплённые шарниры q_0, q_1 , а к шарниру $p_i, i > 1$ — шарнир q_i .

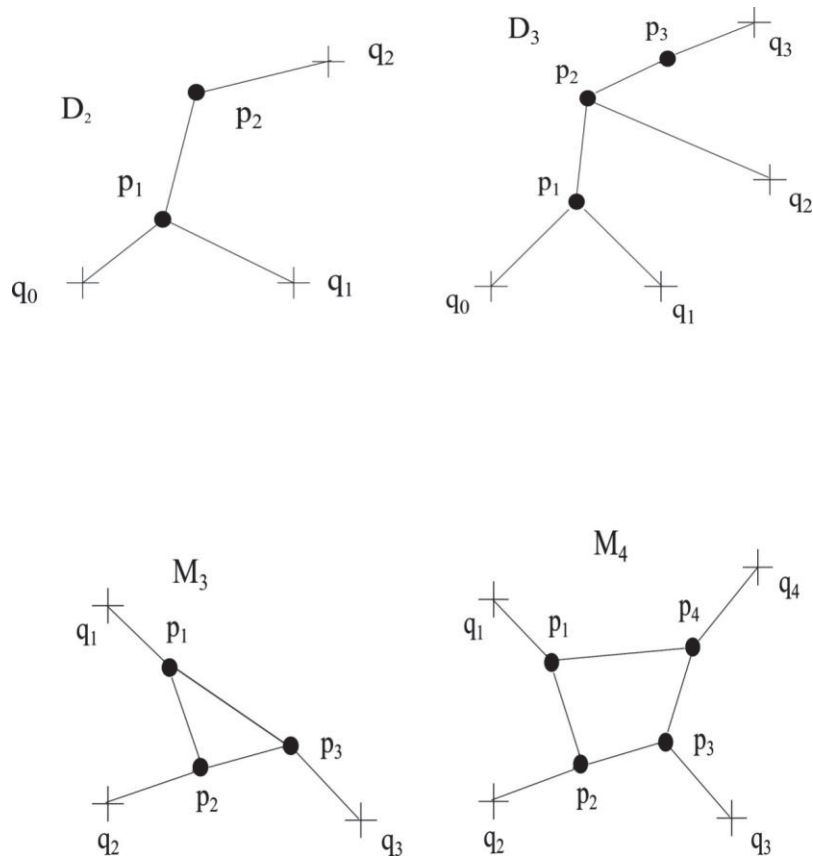


Рис. 3. Шарнирные схемы D_2, D_3, M_3, M_4 .

Схема M_m состоит из замкнутого многоугольника p_1, p_2, \dots, p_m , составленного из свободных шарниров, и присоединённых к нему закреплённых шарниров q_1, \dots, q_m , причём к шарниру p_i присоединён закреплённый шарнир q_i .

ТЕОРЕМА 1. Для нераспрямлённых изостатических схем D_m и M_m невозможны КШС d , для которых бы полный прообраз $F^{-1}(d)$ содержал несократимые шарнирники $p \neq p'$, допускающие одно и то же полное внутреннее напряжение ω .

Изометричные полностью напряжённые фермы с нераспрямлённым закреплением

Однако, существуют шарнирники с нераспрямлённой ЗШС, допускающие полное внутреннее напряжение, для которых имеется изометричный шарнирник, допускающий то же самое напряжение. На рисунке 3 приведён такой пример с изостатической ЗШС. К вершинам равностороннего жёсткого треугольника $p_4 p_5 p_6$ приложены параллельные уравновешенные силы со стороны шарниров p_1, p_2, p_3 , каждый из которых смежен двум закреплённым шарнирам.

лённым шарнирам, лежащим на прямой, параллельной горизонтальной высоте треугольника. Если параллельно перенести все свободные шарниры как жёсткое целое, то равновесие сил в каждом свободном шарнире шарнирника сохранится. При переносе свободных шарниров вверх и вниз на одинаковое расстояние получаем изометричные шарнирники.

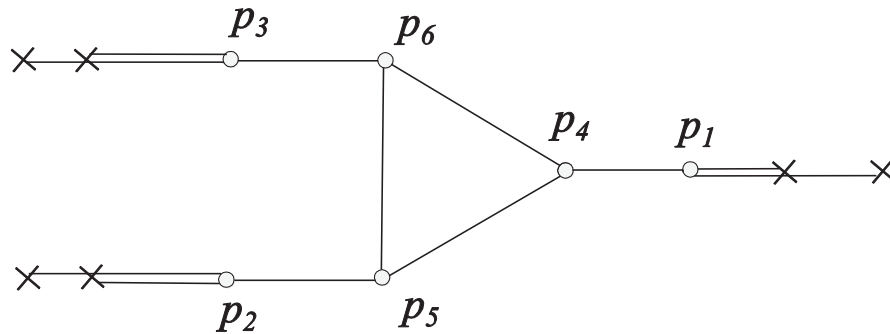


Рис. 4

При наличии в многообразии L_ω изометричных шарнирников справедлива следующая теорема.

ТЕОРЕМА 2. Пусть $\text{coRank } \Omega(\omega) = 1$ и в многообразии L_ω имеется хотя бы два изометричных шарнирника, тогда множество шарнирников в L_ω , имеющих изометричный в L_ω , всюду плотно в L_ω , а множество шарнирников, не имеющих изометричного в L_ω , не более чем одномерно.

О механизмах, допускающих полное внутреннее напряжение

Существуют не только фермы но и шарнирные механизмы, допускающие в каждом своём положении одинаковое и полное внутреннее напряжение. На рисунке 5 изображены три таких примера. Для механизма рисунка 5а) $\text{coRank } \Omega(\omega) = 1$, а для механизмов рисунков 5б) и 5в) $\text{coRank } \Omega(\omega) = 2$.

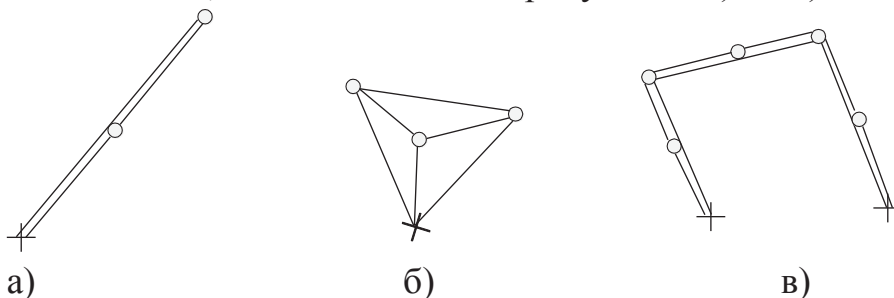


Рис. 5. Напряжённые механизмы

ТЕОРЕМА 3. Плоский несократимый шарнирный механизм, допускающий в каждом своём положении полное внутреннее напряжение ω , для которого $\text{coRank } \Omega(\omega) = 1$ и $\dim W(p) = 1$ хотя бы для одного положения p

механизма, имеет единственный закреплённый шарнир, и все его шарниры лежат на прямой.

Случай, описанный в теореме, имеет место на рисунке 5 а). Остаётся открытым вопрос: имеются ли подобные шарнирные механизмы, не содержащие частей, движущихся как жёсткое целое?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковалев М.Д. Геометрическая теория шарнирных устройств // Известия РАН Серия математическая. 1994. т.58. № 1. С.45–70.
2. Ковалев М.Д. Вопросы геометрии шарнирных устройств и схем.// Вестник МГТУ. Серия Машиностроение 2001. № 4. С. 33–51.
3. R.Connelly, Rigidity Chapter 1.7 in Handbook of Convex Geometry, Volume A, Edited by P.M.Gruber and J.M. Wills, Elsevier, 1993.
4. Graver J., Servatius B., Servatius H. Combinatorial Rigidity. American Mathematical Society, Providence, 1993.
5. Asimov L., Roth B. The rigidity of Graphs. II. Journal of Math. analysis and appl., 1979, V.68, № 1, P. 171–190.
6. Ковалев М.Д. О восстановимости шарнирников по внутренним напряжениям // Известия РАН Серия математическая. Т.61, № 4, 1997, С. 37-66.
7. M.D.Kovalev. A Restoring Stress Doesn't Always Exist / Mechanism and machine science 7. New Trends in Mechanism and Machine Science , Fernando Viadero and Marco Ceccarelli, С. 53–61 Springer, Dordrecht 2013.
8. Kovalev M.D. Frameworks not restorable from self stresses / Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2013. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2015. Pp. 1-7.
9. Ковалёв М.Д. Определитель матрицы напряжений и восстановимость шарнирных конструкций по внутренним напряжениям / Известия РАН Серия математическая. 2016. т.80. №3. С.43–66.
10. Ковалев М.Д. О распрямлённых шарнирных конструкциях.// Математический сборник, т.195, № 6, 2004, С. 71 – 98.

M.D.Kovalev

ON EQUALLY STRESSED HINGED DEVICES

Moscow State (Lomonosov) University, Russia

Abstract

Looking for flat hinged-lever structures with the same kinematic scheme,

allowing the same total self stress. If all the fastened hinges lie on a straight line, then such are certainly mirror-symmetric with respect to a straight construction. In the case of two infinite sequences of structural schemes with noncollinear fixed hinges, the absence of trusses with the desired properties is proved. The restriction on the rank of the stress matrix establishes a theorem on the structure of the hinged mechanisms that allow the same internal stress in each position.

Key words: graph design in a plane, fastened hinged scheme, kinematic scheme, internal stress, uniqueness of assembly.

REFERENCES

- [1] Kovalev M.D. Geometric theory of hinged devices // *Izvestiay RAN Seriya matematicheskaya* 1994. v.58. № 1. p.45–70.
- [2] Kovalev M.D. Questions of the geometry of hinged devices and schemes // *Vestnik MGTU. Seriya Mashinostroenie* 2001. № 4. p. 33–51. (In Russian)
- [3] R. Connelly, Rigidity Chapter 1.7 in *Handbook of Convex Geometry, Volume A*, Edited by P.M.Gruber and J.M. Wills, Elsevier, 1993
- [4] Graver J., Servatius B., Servatius H. *Combinatorial Rigidity*. American Mathematical Society, Providence, 1993.
- [5] Asimov L., Roth B. The rigidity of Graphs. II. *Journal of Math. analysis and appl.*, 1979, V.68, № 1, P. 171–190.
- [6] Kovalev M.D. On the reconstructibility of frameworks from self-stresses / *Izvestiya: Mathematics*(1997),61(4), P. 717 –741.
- [7] M.D.Kovalev. A Restoring Stress Doesn't Always Exist / *Mechanism and machine science 7. New Trends in Mechanism and Machine Science* , Fernando Viadero and Marco Ceccarelli, C. 53–61 Springer, Dordrecht 2013.
- [8] Kovalev M.D. Frameworks not restorable from self stresses / *Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”*, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2013. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2015. Pp. 1-7.
- [9] Kovalev M.D. The determinant of the stress matrix and restorability of hinged frameworks from self-stresses / *Izvestiya: Mathematics*(2016),80(3): P. 500–522.
- [10] Kovalev M.D. Straightened hinged frameworks / *Sbornik: Mathematics*(2004),195(6): P. 833–858.

В. А. Крюков

НЕКОТОРЫЕ ТИПОВЫЕ ОШИБКИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕРМИНОВ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН



Владимир Алексеевич Крюков,
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: (4827)-25-46-39, E-mail: va.kryukov@gmail.com.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы использования терминов теории механизмов и машин в учебной и научной литературе. Приведены примеры типовых ошибок и проанализированы причины их появления.

Ключевые слова: теория механизмов и машин, терминология, термины, терминосистема, типовые ошибки.

Введение

Одним из основных условий успешного развития любой отрасли деятельности человека, особенно науки и техники, является точная и оперативная передача информации. Обмен научной информацией предполагает наличие хорошо развитого и структурированного языка специальных целей (LSP – Language for Special Purposes), основой которого является терминосистема, представляющая собой «упорядоченное множество терминов с зафиксированными отношениями между ними, отражающими отношения между называемыми этими терминами понятиями» [5].

Существующая терминология теории механизмов и машин во многом складывалась стихийно. Ряд объективных причин, присущих практически всем техническим наукам: нерешенность ряда теоретических проблем терминоведения; отставание терминологии от развития науки и техники; существование различных научных школ; параллельное развитие научных и технических терминосистем; использование профессиональных жаргонизмов; недостаточный уровень гармонизации терминов; недостаточный уро-

вень межотраслевой связи; отсутствие системного подхода [12], приводит к нарушениям логической связи между элементами терминосистемы, ошибкам при дефиниции терминов, появлению синонимии и омонимии, что вызывает вполне обоснованную критику [18]. Необходимо отметить, что в последнее время терминологическая работа активизировалась, появляется большое число статей, посвященных вопросам терминологии теории механизмов и машин как в целом, так и отдельным её разделам [6, 16, 32, 37], терминология учебников приводится в соответствии с рекомендациями Комитета научно-технической терминологии Академии наук СССР и ИFToMM. Большую и плодотворную работу проводит комиссия по стандартизации терминологии ИFToMM [35].

К сожалению, в ряде случаев при использовании терминов теории механизмов и машин наблюдается обратная тенденция. Растет число ошибок как при использовании терминов теории механизмов и машин, так и терминов, вводимых в смежных областях, а также, принадлежащих к общетехническим, общефизическим и другим терминосистемам. Причем эта тенденция характерна не только для нашей страны. Так исследования, проведенные в Англии в 2013 г., показали, что многие выпускники университетов в области естественных наук не могут дать достаточно четкие определения основным научным терминам: «факт», «гипотеза», закон» и т.д. [38]. И если при общении между учеными или конструкторами ошибочное использование терминов, использование жаргонизмов, синонимов и омонимов компенсируется их достаточным профессиональным уровнем, то в академической деятельности такие ошибки недопустимы.

Целью настоящей работы является анализ некоторых типовых ошибок, допускаемых при использовании терминов теории механизмов и машин в учебной литературе и научных публикациях, и возможных причин их появления.

Типовые ошибки при использовании терминов

1. Одной из наиболее распространенных причин ошибок, при подготовке учебных пособий по теории механизмов и машин является недостаточный уровень межотраслевой гармонизации терминов, неправильное использование терминов, введенных в дисциплинах, предшествующих теории механизмов и машин, снижение уровня редакторской работы.

В качестве примера на рис. 1 приведен фрагмент текста, который не является дословной цитатой, для экономии места собран из нескольких изданий, и содержит ряд типичных ошибок.

Выражение «Кривошип... вращается вокруг точки...» соответствует движению твердого тела вокруг неподвижной точки (сферическому движению); вращательное движение – предполагает наличие неподвижной прямой (оси вращения) [20].

Термин «линейная скорость» как в теоретической механике [13, 20], так и в физике [31] отсутствует. В русском языке используется термин «скорость точки» [13, 20, 24], в английском языке – термин “velocity” [3, 36]. И хотя этот термин («линейная скорость») достаточно широко используется в отечественной технической литературе, особенно, отраслевой и в «околонаучной литературе» (поисковая система «Яндекс» выдала 15 миллионов ссылок на выражение «линейная скорость»), это нельзя признать правомерным: данный термин практически нигде не определяется; не указывается, является ли он синонимом термина «скорость точки» или содержание и объем соответствующих понятий отличаются; прилагательное «линейный» широко используется при создании терминов механики, математики («линейное уравнение», «линейная система», «линейные колебания»), и практически всегда предполагает существование несовместимого противоречащего понятия и термина («нелинейное уравнение», «нелинейная система», «нелинейные колебания»). Попытка создать аналогичный термин в данном случае приводит к абсурду – «нелинейная скорость».

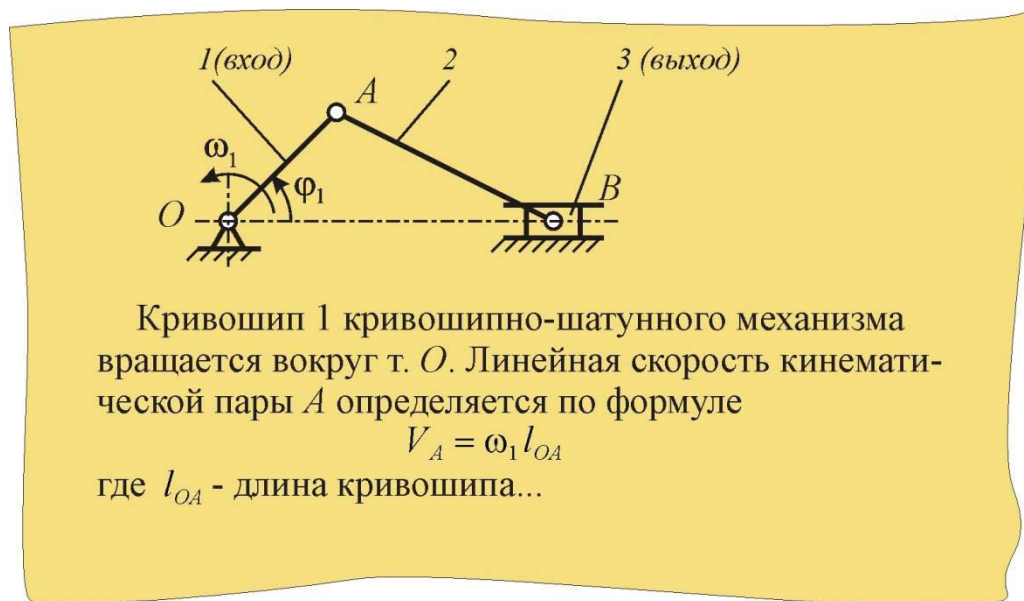


Рис. 1. Фрагмент текста

Термин «скорость точки» является кинематической мерой движения точки, и не может использоваться в комбинации с термином «кинематическая пара». По этой же причине не имеет смысла выражение «неподвижная кинематическая пара». Термин «кривошипно-шатунный» механизм необходимо признать устаревшим – в настоящее время используется термин «кривошипно-ползунный механизм» [9, 17, 24, 27, 28].

Следующий пример содержит несколько цитат из учебного пособия по современным методам проектирования машин издательства «Автомати-

зированной проектирование машин» 2005 г. [33], в котором, к сожалению, также имеется неправильное использование общих терминов механики:

«Рассмотрим поворот материальной точки на угол...»;

«Из курса физики известно, что по определению угловая скорость ω материальной точки равна...»;

«При вращательном движении линейная (окружная) скорость v определяется по формуле...».

Термины «угловая скорость» и «угол поворота» применимы только к твердому телу. Материальная точка не имеет размеров, поэтому определить её угол поворота, а, следовательно, и угловую скорость невозможно. Термин «линейная скорость» рассмотрен выше, но в цитируемом случае как синоним указывается термин «окружная скорость», что также неверно. Термин «окружная скорость» в отличие от первого имеет определение – «скорость выбранной точки зубчатого колеса во вращательном движении вокруг его оси» (указывается, что точка может находиться на делительной, начальной или других окружностях) [4], является подчиненным термином по отношению к подчиняющему – «скорость точки», и наравне с термином «окружная сила» широко используется в курсе «Детали машин» [15].

2. Отдельно остановимся на использовании терминов базового уровня: «машина», «механизм» и «машинный агрегат». Понятия, соответствующие этим терминам, должны охватывать все множество объектов, изучаемых в теории механизмов и машин, а определения соответствующих терминов должны образовываться на их основе через род и видовое отличие («энергетическая машина», «зубчатый механизм») или представлять часть соответствующего объекта («звено», «кинематическая пара»). Однако в учебной литературе не только значительно различаются определения этих терминов, трактовка объема и содержания соответствующих понятий, но и по разному трактуются отношения между ними. Это объясняется, с одной стороны, большой историей развития данных понятий [10, 11], а с другой – «разномыслием педагогов».

Во втором издании учебника академика И.И. Артоболевского [1] понятие «машина» определяется как подчиненное по отношению к понятию «механизм»: «Машиной называется механизм или комплекс механизмов, предназначенный для выполнения требуемой полезной работы, связанной с процессом производства или с процессом преобразования энергии». В четвертом издании учебника [2] приводятся два определения: первое – «...машина есть устройство, создаваемое человеком для изучения и использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности и облегчения путем частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях», второе, названное И.И. Артоболевским более кратким – «...машина есть устройство, выполняющее механические движения для

преобразования энергии, материалов и информации в целях замены или облегчения физического и умственного труда человека». Машины делятся на энергетические, рабочие, информационные и кибернетические. В этом же издании окончательно сформулировано определение машинного агрегата: «Развитое машинное устройство, состоящее из двигателя, передаточных механизмов и рабочей машины, и в некоторых случаях контрольно-управляющих и счетно-решающих устройств, называется машинным агрегатом».

В определении понятия «механизм» («Система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других твердых тел, называется механизмом») отсутствует непосредственная связь с понятием «машина», но в дальнейшем говорится о механизмах, входящих в состав машины.

Приведенные определения стали классическими и дословно или с небольшими изменениями вошли в большинство отечественных учебников [22, 28, 29], энциклопедий, словарей [9, 17] и рекомендаций Комитета научно-технической терминологии Академии наук СССР [26, 27].

В учебнике [7] понятия: «машина», «механизм», «кинематическая цепь» трактуются как совместимые понятия и располагаются в следующей иерархической последовательности: «кинематическая цепь» («...сочетание тел, относительные движения которых ограничены вследствие их взаимного соприкосновения») \Rightarrow «механизм» (непосредственное определение не приводится) \Rightarrow «машина» (указывается видовое отличие от механизма – «преодоление полезного сопротивления»). Термин «машинный агрегат» отсутствует, но приводится аналогичная цитата из первого тома «Капитала» К.Маркса: «Всякая развитая совокупность машин [entwickelte Maschinerie] состоит из трех существенно различных частей: машины-двигателя, передаточного механизма, наконец машины-орудия, или рабочей машины». Такой объект называется «машинной установкой».

В учебнике Санкт-Петербургского государственного политехнического университета [21] термины «машина» и «машинный агрегат» рассматриваются как синонимы: «Машиной (или машинным агрегатом) будем называть систему, предназначенную для осуществления механических движений и силовых воздействий, необходимых для выполнения тех или иных рабочих процессов». Механизм считается составной частью механической системы машины и определяется как «...связанная система тел, обеспечивающая передачу и преобразование механических движений и сил».

В учебном пособии [19] между понятиями «машина» и «механизм» фактически ставится знак равенства: «Машины и механизмы взаимно обратимы друг в друга. Так, например, включенный, но не обрабатывающий деталь токарный станок является механизмом, но как только на нем начнется обработка детали, он сразу станет машиной».

В учебнике профессора Н.И. Левитского, предназначенного для университетов и высших учебных технических заведений [14] для терминов «машина» и «механизм» используются определения академика И.И. Артоболевского с небольшими изменениями («Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел»). При этом достаточно четко проводится мысль, что понятия, выражаемые этими терминами являются несравнимыми, их нельзя отождествлять и наличие механизма не является существенным признаком понятия «машина».

3. Причинами следующей группы ошибок можно считать отставание использования терминологии от развития науки. В качестве примера рассмотрим группу терминов: «входное звено», «ведущее звено», «выходное звено», «ведомое звено». Примерно до семидесятых годов прошлого века эти термины попарно считались синонимами [25]: «входное звено» = «ведущее звено»; «выходное звено» = «ведомое звено». В 1978 г. Комитет научно-технической терминологии Академии наук СССР разделил соответствующие понятия: термины «входное звено», «выходное звено» были отнесены к разделу «Структура механизмов», а термины «ведущее звено», «ведомое звено» – к разделу «Динамический анализ механизмов» [26]. Эти термины получили четкие определения: «Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев»; «Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм»; «Ведущее звено – звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил положительна»; «Ведомое звено – звено, для которого элементарная работа приложенных к нему внешних сил отрицательна или равна нулю». Следовательно определить ведущие и ведомые звенья в конкретном механизме на основе структурного или кинематического анализа невозможно. Соответствующие изменения были внесены в большинство переиздаваемых учебников и учебных пособий.

Тем не менее смешение соответствующих понятий и неправильное использование анализируемых терминов до сих пор встречается как в учебной литературе:

«Закон движения ведущего (входного) звена» [30];

«...движение ведомого или выходного звена кулачкового механизма» [23],

так и в научных публикациях:

«Ведущим звеном механизма является звено AB » [34] (в статье рассматривается только кинематический анализ);

«Кинематическое исследование механизмов с несколькими ведущими звеньями» [8].

Заключение

Выполненный анализ учебной и научной литературы по теории механизмов и машин показывает, что несмотря на повышение общего интереса к вопросам терминологии и усилению терминологической работы, в ряде публикаций допускаются ошибки как при использовании терминов собственно теории механизмов и машин, так и общетехнических и общефизических терминов. Основными причинами этих ошибок являются недостаточный уровень межотраслевой гармонизации терминов, снижение уровня редакторской работы, отставание использования терминологии от развития науки, «разномыслие педагогов».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.-Л. Гос. тех.-теор. изд-во, 1951. – 704 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. Годман А., Пейн Е.М.Ф. Толковый словарь английской научной лексики. – М.: Рус. яз., 1989. – 728 с.
4. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 50 с.
5. Гринев-Гриневиц С.В. Терминоведение. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 304 с.
6. Деятельность белорусских ученых в развитии терминологии в области зубчатых зацеплений / Старжинский В.Е. [и др.] // Теория механизмов и машин. – 2016. – Т. 14. – № 30. – С. 69-79.
7. Добровольский В.В. Теория механизмов. – М.: Машгиз, 1953. – 472 с.
8. Кошель С.О., Кошель Г.В. Кинематическое исследование механизмов с несколькими ведущими звеньями // Межвузовский сборник «Научные заметки». – Луцк, 2014. – Вып. 46. С. 290-294.
9. Крайнев А.Ф. Механика от греческого *mēchanikē (tēchnē)* – искусство построения машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2001. – 904 с.
10. Крюков В.А. Некоторые аспекты исторического развития основных понятий теории механизмов и машин. // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст. – Ч. 1. – Курск: Юго-Западный гос. ун-т, 2012. – С. 40-48.
11. Крюков В.А. Термины «Теория механизмов и машин» и «Машина» (Исторический и логический анализ) // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины. Сборник научных статей по материалам XI Международной научно-технической конференции

- «Вибрация – 2014». – Курск: Изд-во Юго-Западного государственного университета, 2014. – Ч. 1. С. 39-49.
12. Крюков В.А. Некоторые проблемы построения терминосистемы теории механизмов и машин // Современное машиностроение. Наука и образование. Санкт-Петербург: Изд-во Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, 2016. – С. 230-241.
 13. Курс теоретической механики / В.И. Дронг [и др.]; Под общ. ред. К.С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 736 с.
 14. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
 15. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет К.В. Фролов (пред.). – Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1 / Под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
 16. Новый подход к определениям некоторых фундаментальных терминов теории механизмов и машин / В.Д. Плахтин [и др.] // Справочник. Инженерный журнал. – 2002. – № 1 (58). – С. 58-60.
 17. Новый политехнический словарь / Гл. ред. А.Ю. Ишлинский. – М.: Большая Российская энциклопедия, 2000. – 671 с.
 18. Пейсах Э.Е. О терминологии по теории механизмов и машин // Теория механизмов и машин. – 2004. – Т. 2. – № 4. – С. 80-94.
 19. Смелягин А.И. Структура механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 2006. – 304 с.
 20. Теоретическая механика. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 102. – М.: Наука, 1984. – 46 стр.
 21. Теория механизмов и машин / М.З. Коловский [и др.]. – М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 560 с.
 22. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов [и др.]; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
 23. Теория механизмов и машин: Методические указания по курсовому проектированию / Составитель В.Л. Комар. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2005. – 27 с.
 24. Теория механизмов и машин. Терминология / Н.И. Левитский [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 80 с.
 25. Теория механизмов. Основные понятия. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 68 – М.: Наука, 1964. – 23 с.
 26. Теория механизмов и машин. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 93. – М.: Наука, 1978. – 33 стр.
 27. Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 99. – М.: Наука, 1984. – 40 с.
 28. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: Учебное пособие для бакалавров. М.: Изд-во Юрайт, 2015. – 351 с.

29. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин. – М.: Изд-во Юрайт, 2016. – 429 с.
30. Федоров Н.Н. Теория механизмов и машин. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 224 с.
31. Физическая энциклопедия / Гл. ред. А.М. Прохоров. – М.: Большая Российская Энциклопедия, 1994. – Т. 4. – 704 с.
32. Шалобаев Е.В. Проблемы и тенденции развития терминологии в современных условиях // Датчики и системы. – 2004. – № 4. – С. 29-32.
33. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. – М.: Изд-во АПМ, 2004. – 472 с.
34. Шумаков Ф.П., Смирнов П.Н., Смирнов Н.А. Кинематический анализ четырехзвенного механизма // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – 2016. – Т. 1. – С. 287-289.
35. Voegelsack G. Twenty-five Years IFToMM Commission A “Standardization of Terminology” - history, methodology, results and future work // Mech. Mach. Theory. – 1998. – Vol. 33. – N 1/2. – P. 1-5.
36. Gale Encyclopedia of Science / K.L. Lerner, B.W. Lerner (editors). – Farmington Hills: The Gale Group, 2008. – V. 1-6. – 5027 p.
37. Ionescu T.G. On the Progress of Standardization of Mechanism and Machine Science Terminology // 12th IFToMM World Congress, Besancon (France), June 18-21. – 2007.
38. Williams J.D. “It’s just a theory”: trainee science teachers’ misunderstandings of key scientific terminology // Evolution: Education and Outreach. – 2013. – 6:12.

V.A. Krukov

SOME COMMON ERRORS WHEN USING THE TERMS OF THE THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES

Tula State University, Russia.

Abstract

The article discusses the use of the theory of mechanisms and machines terms at the academic and scientific literature. Examples of common errors are given and the reasons for their occurrence are analyzed.

Key words: the theory of mechanisms and machines, terminology, term system, term, mechanism and machine science, common errors

REFERENCES

- [1] Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.-L.: The state technical-theoretical publishing house, 1951. – 704 p. (rus.).
- [2] Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: Science, 1988. – 640 p. (rus.).
- [3] Godman A., Payne EMF. Longman Dictionary of Scientific Usage. – M.: Russky Yazyk Publishers, 1989. – 728 p. (rus.).
- [4] GOST 16530-83. Gears. General terms, definitions and symbols. – M.: IPK Standards publishing house, 2004. – 50. (rus.).
- [5] Grinev-Grinevich S.V. Science of terminology. – M.: Publ. centre “Academy”, 2008. – 304 p. (rus.).
- [6] Activities of Belarussian Scientists in the Development of Gearing Terminology / Starzhinsky V.E. [et al.] // Theory of Mechanisms and Machines. – 2016. – Vol. 14. – N 30. – P. 69-79. (rus.).
- [7] Dobrovolsky V.V. Theory of Mechanisms. – M.: Mashgiz, 1953. – 472 p. (rus.).
- [8] Koscel S.O., Koscel G.V. Kinematic study of mechanisms with several driving links // Interuniversity collection “Research notes”. – Lutsk, 2014. – Issue 46. – P. 290-294. (rus.).
- [9] Krainev A.F. Mechanics from the Greek *mēchanikē* (*tēchnē*) – the art of building machines. Fundamental dictionary. – M.: Mechanical Engineering, 2001. – 904 p. (rus.).
- [10] Krukov V.A. Some Aspects of Historical Development of the Main Concepts of the Mechanism and Machine Theory // Controlled Vibration Technologies and Machines: collected science articles. – Part 1. – Kursk: SWSU, 2012. – P. 40-48. (rus.).
- [11] Krukov V.A. The terms “Theory of mechanisms and machines” and “Machine” (Historical and logical analysis) // Vibration technology, mechatronics and controlled machines. Collection of scientific articles on materials of XI International scientific-technical conference “Vibration – 2014”. – Kursk: SWSU, 2014. – Part 1. – P. 39-49. (rus.).
- [12] Krukov V.A. On Some Problems of the Theory of Mechanisms and Machines Term System Building // Modern Mechanical Engineering: Science and Education. Saint Petersburg: Publishing house St. Petersburg State Polytechnic University Peter the Great, 2016. – P. 230-241. (rus.).
- [13] The course of theoretical mechanics / V.I. Drong [et al.]; K.S. Kolesnikov (ed.). – M.: MSTU Publishing House, 2005. – 736 p. (rus.).
- [14] Levitsky N.I. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: Science, 1979. – 576 p. (rus.).

- [15] Machine Building. Encyclopedia / Editorial Board K.V. Frolov (Chairman.). – Machine parts. Structural strength. Friction, wear, lubrication. Vol. IV-1 / Reshetov D.N. (ed.). – M.: Mashinostroenie, 1995. – 864 p. (rus.).
- [16] A New Approach to Definitions of some Fundamental Terms of Theory of Mechanisms and Machines / V.D. Plachtin [et al.] // Handbook. An Engineering Journal. – 2002. – N 1 (58). – P. 58-60. (rus.).
- [17] The New Polytechnic dictionary / A.U. Ichlinskiy (ed. in chief). – M.: Great Russian Encyclopedia, 2000. – 671 p. (rus.).
- [18] Peysah E.E. About the Terminology of Theory of Mechanisms and Machines // Theory of Mechanisms and Machines. – 2004. – V. 2. – N 2. – P. 80-94. (rus.).
- [19] Smilagin A.I. Structure of Mechanisms and Machines. – M.: High school, 2006. – 304 p. (rus.).
- [20] Theoretical Mechanics. Terminology. Issue 102. – M.: Science, 1984. – 46 p. (rus.).
- [21] Theory of Mechanisms and Machines / M.Z. Kolovsky [et al.]. – M.: Publishing center “Academy”, 2013. – 560 p. (rus.).
- [22] Theory of Mechanisms and Machines / K.V. Frolov [et al.]. K.V. Frolov (ed.) – M.: High school, 1987. – 496 p. (rus.).
- [23] Theory of Mechanisms and Machines: Methodological instructions for course project / The compiler V.L. Komar. – Mogilev: Belarusian-Russian University, 2005. – 27 p. (rus.).
- [24] Theory of Mechanisms and machines. Terminology / N.I. Levitskiy [et al.]; K.V. Frolov (ed). – M.: Publ. BMSTU, 2004. – 80 p. (rus.).
- [25] Theory of Mechanisms. Basic concepts. Terminology. A collection of recommended terms. Issue 68 – M.: Science, 1964. – 23 p. (rus.).
- [26] Theory of Mechanisms and machines. Terminology. Issue 93. – M.: Science, 1978. – 33 p. (rus.).
- [27] Theory of Mechanisms and Machines. Terminology. Lettering. – M.: Science, 1984. – Issue 99. – 40 p. (rus.).
- [28] Timofeev G.A. Theory of Mechanisms and Machines: Textbook for bachelors. M.: Urait Publishing House, 2015. – 351 p. (rus.).
- [29] Timofeev G.A. Theory of Mechanisms and Machines. – M.: Urait Publishing House, 2016. – 429 p. (rus.).
- [30] Fedorov N.N. Theory of Mechanisms and Machines. – Omsk: OSTU Publishing House, 2008. – 224 p. (rus.).
- [31] Physical encyclopedia / A.M. Prohorov (ed. in chief). – M.: Great Russian Encyclopedia, 1994. – Vol. 4. – 704 p. (rus.).
- [32] Shalobaev E.V. Problems and tendencies of terminology development in the modern conditions // Sensors and systems. – 2004. – N 4. – C. 29-32. (rus.).

- [33] Shelofast V.V. Fundamentals of machine design. – M.: APM Publishing House, 2004. – 472 p. (rus.).
- [34] Shumakov F.P., Smirnov P.N., Smirnov N.A. . Kinematic analysis of four link mechanism // Actual problems of aviation and cosmonautics. – 2016. – Vol. 1. – P. 287-289. (rus.).
- [35] Boegelsack G. Twenty-five Years IFToMM Commission A “Standardization of Terminology” - history, methodology, results and future work // Mech. Mach. Theory. – 1998. – Vol. 33. – N 1/2. – P. 1-5.
- [36] Gale Encyclopedia of Science / K.L. Lerner, B.W. Lerner editors. – Farmington Hills: The Gale Group, 2008. – V. 1-6. – 5027 p.
- [37] Ionescu T.G. On the Progress of Standardization of Mechanism and Machine Science Terminology // 12th IFToMM World Congress, Besancon (France), June 18-21. – 2007.
- [38] Williams J.D. “It’s just a theory”: trainee science teachers’ misunderstandings of key scientific terminology // Evolution: Education and Outreach. – 2013. – 6:12.

М. Ю. Платовских¹, И.П.Тимофеев²

ФРИКЦИОННЫЕ АВТОКОЛЕБАНИЯ В ДВУХМАССОВОЙ МОДЕЛИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО СОСТАВА



¹Платовских Михаил Юрьевич,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)328-8282, E-mail: mplat63@spmi.ru



²Тимофеев Игорь Парфенович
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 328-8936, E-mail: kmash@spmi.ru

Аннотация

В данной работе исследуются фрикционные автоколебания в системе локомотив –железнодорожный состав, в которой для сцепления с рельсом применяется специальная тяговая система. Показано, что при скольжении состава вдоль рельса в системе возникают фрикционные автоколебания.

Ключевые слова: тяговый механизм, характеристика трения, фрикционные автоколебания, частоты и формы свободных колебаний

Введение

Одной из особенностей железнодорожного транспорта горных предприятий является наличие участков со значительными (до 60 ÷ 80 %) наклонами рельсового пути [1, 2]. Исследованиями установлено, что снятие ограничений по углу наклона рельсового пути наиболее эффективно достигается применением тяговых механизмов с ведущими колесами, прижимаемыми к рельсу искусственно созданной силой, линейно зависящей от сопротивления поезда. Схема такого тягового устройства, разработанного в Санкт-Петербургском горном университете, приведена на рис. 1. Системы стабилизации сцепления, представлены системой механических рычагов и стержневых элементов. Вес локомотива при этом воспринимается обычными свободно вращающимися

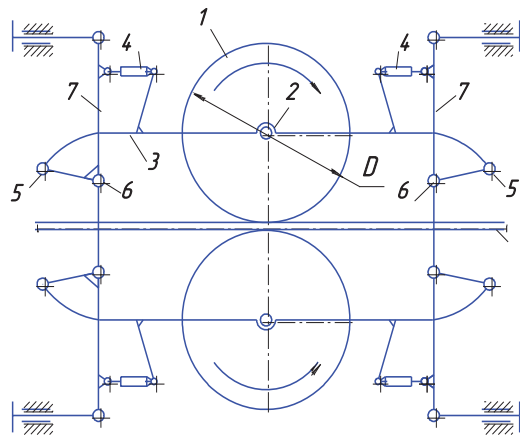


Рис 1. Схема тягового устройства (вид сверху). 1 – ведущие колеса; 3, 7, 4 – система рычагов; 2, 5, 6 – подшипники.

железнодорожными колесами, расположенными в вертикальной плоскости. В силу недостаточного сцепления (попадание на рельс грязи или смазочных материалов, износ рельса и т.д.) на некоторых наклонных участках нередко происходит пробуксовка колес вследствие чего начинается скольжение локомотива относительно рельса под уклон. Такие режимы часто сопровождаются развитием интенсивных колебаний

(преимущественно направленных вдоль оси состава), природа которых заключается в нелинейном характере силы трения скольжения. Исследование таких автоколебаний, получивших название фрикционных, и проводится в данной работе.

Локомотив, оснащенный рассматриваемым тяговым устройством и вагоны будем моделировать с помощью двухмассовой системы: тело с

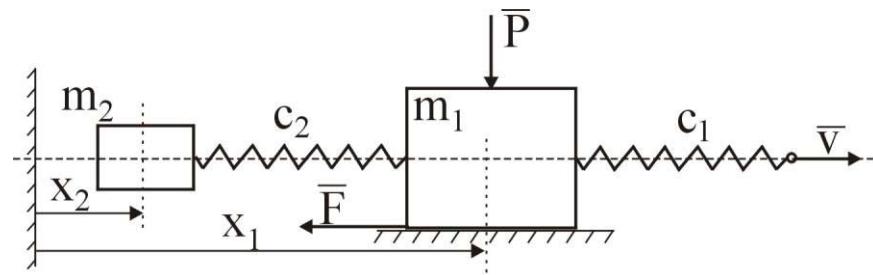


Рис. 2. Схема системы

массой m_1 символизирует локомотив, при проскальзываниидвигающийся относительно рельса со скоростью v (считаем постоянной), состав вагонов моделируем в виде одного тела массой m_2 . При скольжении локомотива по рельсу их связывает жесткость c_1 – суммарная жесткость рельса (на сдвиг) и жесткость на поворот приводной системы локомотива. Упругой связи между локомотивом и вагонами соответствует жесткость c_2 (рис. 2) [2].

Сила давления ведущих колес на рельс (сила давления \bar{P} тела I в модели на контакт) зависит от силы упругости, действующей в соединении тяговое устройство локомотива – состав:

$$P = P_0 + k(x_1 - x_2). \quad (1)$$

Систему можно считать расположенной в горизонтальной плоскости, сведя влияние наклона пути в параметре P_0 (начальная сила давления колес на рельс); k – коэффициент, зависящий от жесткости связи локомотив – состав и передаточного отношения рычажной системы.

Уравнения движения системы имеют вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -c_1(x_1 - vt) - c_2(x_1 - x_2) - F(\dot{x}_1), \\ m_2 \ddot{x}_2 &= c_2(x_1 - x_2). \end{aligned} \quad (2)$$

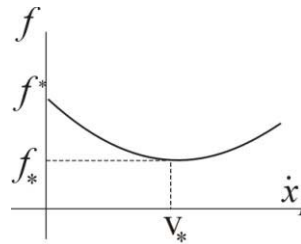


Рис. 3. Характеристика трения.

Считая колебания при проскальзывании безостановочными, зависимость коэффициента трения от скорости скольжения (характеристика трения) массы m_2 x_2 будем предполагать кубической (рис. 3). Такой подход часто применяется при рассмотрении колебаний фрикционных систем [3 - 6]. Тогда выражение для силы трения [11,12]:

$$F(\dot{x}_1) = f(\dot{x}_1)P = f^* \left(1 - 3 \frac{f^* - f_*}{2f^*} \frac{\dot{x}_1}{v_*} + \frac{f^* - f_*}{2f^*} \frac{\dot{x}_1^3}{v_*^3} \right) \cdot (P_0 + k(x_1 - x_2)).$$

Смысл параметров f^* , f_* , v_* ясен из рис. 3.

Приведя систему (2) к стационарному виду и выделив переменную составляющие ξ и η согласно замене переменных:

$$\tilde{x}_1 = x_{10} + x_1 - vt, \quad \tilde{x}_2 = x_{20} + x_2 - vt,$$

(x_{10}, x_{20} – координаты в положении равновесия, ξ, η – переменные во времени составляющие координат), получим

$$\begin{aligned} \ddot{\tilde{x}}_1 &= -\lambda_1^2 \tilde{x}_1 + \lambda^2 \tilde{x}_2 - \varepsilon \frac{P_0 f^*}{m_1} \tilde{F}(\dot{\tilde{x}}_1) (1 + k(\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2)), \\ \ddot{\tilde{x}}_2 &= \lambda_2^2 \tilde{x}_1 - \lambda_2^2 \tilde{x}_2. \end{aligned} \quad (3)$$

$$\lambda_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}, \lambda_2^2 = \frac{c_2}{m_2} - \text{парциальные частоты [10]}, \lambda^2 = \frac{c_2}{m_1}, \varepsilon = \frac{f^* - f_*}{2f^*}.$$

Исследуя устойчивость положения равновесия x_{10}, x_{20} линеаризованной системы [10] соответствующей (3) несложно получить условие устойчивости:

$$\sigma > 1, \quad (4)$$

$\sigma = \frac{v}{v_*}$ - безразмерная скорость скольжения, (v_* - скорость тела 1 в минимуме характеристики трения). Наоборот, при $\sigma < 1$ ($v < v_*$) положение равновесия неустойчиво и могут возникнуть автоколебания. Таким образом, автоколебания возможны лишь на спадающем участке характеристики трения (рис. 3).

Перейдем к нормальным координатам с помощью замены:

$$\tilde{x}_1 = u + v, \tilde{x}_2 = n_1 \xi + n_2 \eta.$$

Тогда уравнения (3) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \ddot{u} + \omega_1^2 u &= -\varepsilon \frac{n_2}{n_2 - n_1} \frac{P_0 f^*}{m_1} \tilde{F}(\dot{u} + \dot{v})(1 + k(u - v)), \\ \ddot{v} + \omega_2^2 v &= -\varepsilon \frac{n_1}{n_2 - n_1} \frac{P_0 f^*}{m_1} \tilde{F}(\dot{u} + \dot{v})(1 + k(u - v)). \end{aligned} \quad (5)$$

\tilde{F} - переменная во времени часть функции трения F .

Здесь параметр ε - характеризует изменение коэффициента трения (в дальнейшем считаем малым [11, 12])

$$\varepsilon = \frac{f^* - f_*}{2f^*},$$

ω_1^2, ω_2^2 - собственные частоты системы ($\omega_1^2 < \omega_2^2$), n_1, n_2 - соответствующие коэффициенты форм колебаний.

Введя безразмерные координаты $\xi = \frac{\omega_1}{v_*} u, \eta = \frac{\omega_2}{v_*} v$, преобразуем систему (5):

$$\begin{aligned} \ddot{\xi} + \omega_1^2 \xi &= -\varepsilon \gamma_1 \tilde{F}, \\ \ddot{\eta} + \omega_2^2 \eta &= \varepsilon \gamma_2 \tilde{F}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\tilde{F} = \left[-3(1-\sigma^2) \left(\frac{\dot{\xi}}{\omega_1} + \frac{\dot{\eta}}{\omega_2} \right) + 3\sigma \left(\frac{\dot{\xi}}{\omega_1} + \frac{\dot{\eta}}{\omega_2} \right)^2 + \left(\frac{\dot{\xi}}{\omega_1} + \frac{\dot{\eta}}{\omega_2} \right)^3 \right] (1 + k_*(\xi + \eta)),$$

$$\gamma_1 = \frac{\omega_1 P_0 f^*}{v_* m_1} \frac{n_2}{n_2 - n_1}, \quad \gamma_2 = \frac{\omega_2 P_0 f^*}{v_* m_1} \frac{n_1}{n_2 - n_1}.$$

Исследование автоколебаний будем вести, применяя метод Ван-дер-Поля [7- 9].

Выполним замену переменных в уравнениях (6):

$$\begin{aligned} \xi &= a \cos \varphi, \quad \xi' = -\omega_1 a \sin \varphi, \\ \eta &= a \cos \varphi, \quad \eta' = -\omega_2 a \sin \varphi, \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь a, b – медленные переменные (амплитуды), φ, ψ – быстрые (фазы),

Преобразовав теперь уравнения (6) к новым переменным a и b , получим уравнения первого приближения (амплитуды):

$$\begin{aligned} \dot{a} &= -\varepsilon \gamma_1 \tilde{F} \sin \varphi, \\ \dot{b} &= \varepsilon \gamma_2 \tilde{F} \sin \psi. \end{aligned}$$

Применим к ним метод осреднения в форме осреднения по двум быстрым фазам. При этом будем считать, что собственные частоты исследуемой системы существенно различны. После осреднения (6), получим уравнения первого приближения (для амплитуд):

$$\begin{aligned} \bar{\dot{a}} &= -\varepsilon \gamma_1 \frac{3}{8} \left[4(1-\sigma^2) - \bar{a}^2 - 2\bar{b}^2 \right] \bar{a}, \\ \bar{\dot{b}} &= \varepsilon \gamma_2 \frac{3}{8} \left[4(1-\sigma^2) - 2\bar{a}^2 - \bar{b}^2 \right] \bar{b}. \end{aligned} \quad (8)$$

Стационарные режимы уравнений (8) \bar{a}_*, \bar{b}_* (с ненулевыми амплитудами), определяемые из условий $\bar{\dot{a}} = 0, \bar{\dot{b}} = 0$:

$$\begin{aligned} 1) \quad \bar{a}_{*1} &= 0, \quad \bar{b}_{*1} = 2\sqrt{1-\sigma^2}, \\ 2) \quad \bar{a}_{*2} &= 2\sqrt{1-\sigma^2}, \quad \bar{b}_{*2} = 0, \\ 3) \quad \bar{a}_{*2} &= 2\sqrt{1-\sigma^2}, \quad \bar{b}_{*2} = 2\sqrt{1-\sigma^2}. \end{aligned} \quad (9)$$

Исследуя устойчивость режимов (9), составляя характеристическое уравнение для системы (8) и определяя его корни, нетрудно показать, первые два режима (9) устойчивы при $\sigma < 1$ (когда скорость проскальзывания принадлежит падающему участку характеристики трения, рис. 3), третий – неустойчив при $\sigma < 1$. Режимы 1 и 2 отвечают одночастотным колебаниям в системе, соответственно с частотами ω_1 и ω_2 . Иначе говоря, в рассматриваемой системе возможны лишь одночастотные автоколебания. В общем случае двухмассовым системам свойственны колебания с двумя частотами. Размерная амплитуда колебаний:

$$A = \frac{\sqrt{v^2 - v_*^2}}{\omega_i}, (i = 1, 2).$$

Таким образом, какой из режимов будет реализоваться в действительности, определяется значениями параметров системы и начальными условиями (срыв на автоколебания) [11,12]:

Области притяжения режимов строятся путем численного

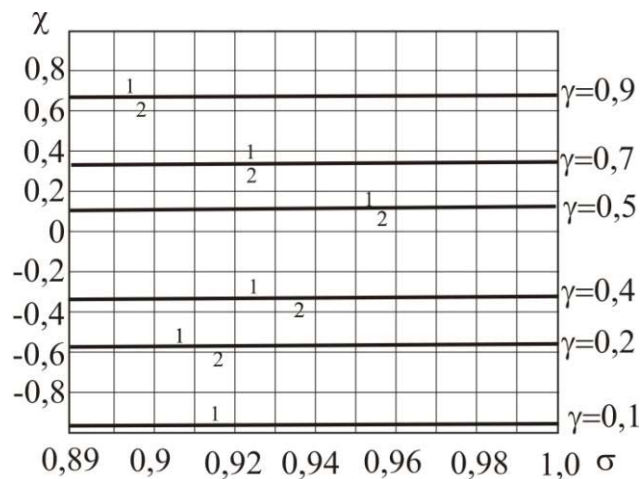


Рис. 4. Области притяжения в параметрах χ - σ : $\sigma = v/v_*$, $\chi = (m_1 - m_2)/(m_1 + m_2)$,

$$\sigma = v/v_*, \gamma = \frac{c_1}{c_2}.$$

интегрирования уравнений (8) (рис. 4). На рис. 4 в области выше каждой границы реализуется режим 1 и ниже – режим 2.

Здесь рассмотрены безостановочные фрикционные автоколебания, реализующиеся в достаточно узком интервале значений скорости скольжения $0.89v_* < v < v_*$. При скоростях скольжения меньших $0.89v_*$, возникают автоколебания с длительными интервалами застоя [11, 12].

Нетрудно показать, что фрикционные автоколебания приводят к снижению коэффициента трения и еще большему ускорению процесса

сползания железнодорожного состава на наклонном участке пути (рис. 5). На рис. 5 f_0, f - коэффициент трения в условиях равномерного скольжения и при наличии автоколебаний.

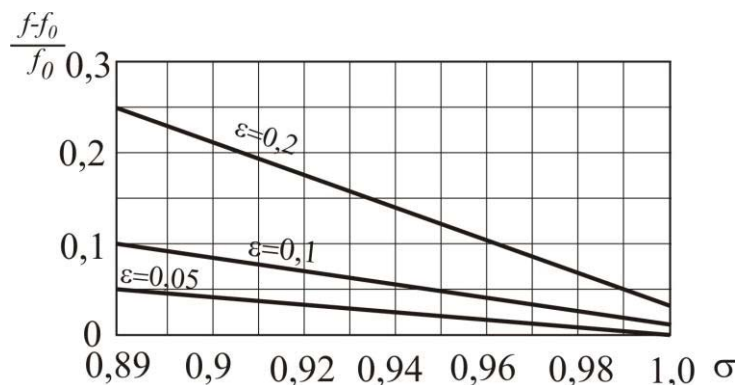


Рис.5. Влияние автоколебаний на снижение коэффициента трения в зависимости от скорости скольжения

Заключение

При движении железнодорожного состава, оснащенного тяговым устройством рассматриваемого типа, по наклонному участку пути горнодобывающего карьера в силу недостаточного сцепления возможно возникновение режимов скольжения состава относительно рельса. При этом возникают достаточно интенсивные колебания состава, связанные с нелинейным характером процесса трения – фрикционные автоколебания.

Развитие автоколебаний ведет к существенному (в ряде случаев) снижению коэффициента трения пары колесо тягового устройства – рельс, что усугубляет сползание состава на наклонном участке пути.

В качестве меры борьбы со столь нежелательными колебаниями можно рекомендовать общие способы устранения режимов скольжения состава на наклонных участках: увеличение силы прижатия колес тягового устройства к рельсу, улучшение сцепления колес с рельсом путем дополнительной более тщательной очистки поверхностей рельса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евдокимов Б.А. Железнодорожный транспорт открытых разработок / Евдокимов Б.А., Забелин Г.Д. - М.: Недра, 1984, 181с.
2. Керопян А.М. Проблемы взаимодействия системы “колесо-рельс” карьерного железнодорожного транспорта / Горное оборудование и электромеханика - 2011, № 7, с. 23 – 28.
3. Jenkins A., Self-oscillations / Physics Reports - Vol. 552 n. 2, pp. 167-222, 2013.

4. Agnilar L., Boiko I., Fridman L., Iriatre R. Self-oscillations in dynamic systems / Springer Series: System control. Foundations & Applications, 2015, pp. 110-115.
5. Харкевич А. А., Автоколебания / М.: Либерком, 2009, 170 с.
6. Крагельский И.В., Фрикционные автоколебания. / Крагельский И.В., Гитис Н.В.М.: Наука, 1987.
7. Шамберов В.Н., Фрикционные автоколебания в механических системах / Изв. Вузов. Машиностроение. – 2010, т. 53, № 2.
8. Бутенин Н.В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Бутенин Н.В., Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. - М.: Наука, 1987, 382с.
9. Найфэ А. Введение в методы возмущений. - М.: Мир., 1984.
10. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. /М.:Высш. школа, 1980. 408с.
11. Ветюков М.М. Фрикционные автоколебания в одно- двухмассовых системах / Ветюков М.М., Платовских М.Ю. - Труды 5-ой международной конференции по проблемам колебаний ICOVP 2001, 2001, 268с.
12. Ветюков М.М., Нагаев Р.Ф., Платовских М.Ю. Автоколебания в системе тел, связанных силами сухого трения / РАН. Проблемы машиностроения и надежности машин. - 1993, № 1, с. 37-41.

M.Yu. Platovskikh, I.P. Timofeev

FRictional SELF- OSCILLATION IN TWO-MASS MODEL THE LOCOMOTIVE – THE TRAIN

Saint-Petersburg Mining University, Russia

Abstract

In this work are investigated dynamics of system the locomotive – the train in which the special traction system is applied to coupling with a rail. It is shown that when sliding structure along a rail in system there are frictional self-oscillations.

Key words: take-off assembly, friction behavior, self-excited frictional vibrations, eigenfrequency and free vibration mode

REFERENCES

- [1] Evdokimov B., Zabelin G. Railway service of the open-cut mining method / - Moscow: Nedra, 1984, 181p.

- [2] Keropian A., The problems of the interaction of the system “Wheel a Rail” career of railways transport / Mining equipment and electromechanics - № 7, 2011, p. 23 – 28.
- [3] Jenkins A., Self-oscillations / Physics Reports - Vol. 552 n. 2, pp. 167-222, 2013.
- [4] Agnilar L., Boiko I., Fridman L., Iriatre R. Self-oscillations in dynamic systems / Springer Series: System control. Foundations & Applications, 2015, pp. 110-115.
- [5] A Kharkevich, Self-oscillations, Moscow, 170 p., 2009
- [6] Kragelsky, N. Gitis, Frictional self-oscillations, Moscow, 1987.
- [7] Shamberov V, Self-oscillations in mechanical system / News of Higher Educational Institutions. Millwrighting. - 2010, Vol. 53, № 2.
- [8] Butenin N., Neimark J., Fufaev N., Introduction in theory of nonlinear oscillation - Moscow: Science, 1987, 382p.
- [9] Nayfeh A. Introduction in perturbation techniques. – Moscow, World, 1984, 535 p.
- [10] Biderman V, Theory of mechanical oscillation – Moscow, High school, 1980, 408p.
- [11] Vetyukov M., Platovskikh M., Frictional self-oscillations in one - two-mass systems / Works of the 5th international conference on problems of oscillations (ICOVP), 2001.
- [12] Vetyukov M., Nagayev R., Platovskikh M. Self-oscillations in system of the bodies tied by forces dry friction / Russian Academy of Science. Problems of mechanical engineering and reliability of machines - vol. 1, pp. 37-41, 1993.

М.Е.Подольский¹, С.В.Черенкова², М.А.Иванова³

**ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ
И ЛИНЕЙНО-АЛГЕБРАИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДОВ ТЕНЗОРНОГО АНАЛИЗА**



¹Марлен Елизарович Подольский,
Санкт-Петербургский государственный морской технический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)293-97-61, E-mail: pmet33@mail.ru.



²Светлана Валентиновна Черенкова,
Санкт-Петербургский государственный морской технический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)690-69-43, E-mail: svchpar@list.ru.



³Марина Александровна Иванова,
Санкт-Петербургский государственный морской технический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)757-47-37, E-mail: wosea@mail.ru

Аннотация

На основе теории напряженного состояния и ранее выполненных исследований обоснована и получила дальнейшее развитие трактовка тензора второго ранга как совокупности бесчисленного множества векторов в точке. Предложено имеющее прозрачный физический и геометрический смысл и легко воспринимаемое на интуитивном уровне определение операции тензорного умножения. Показано, что рассмотренные в статье правила работы с тензорными произведениями согласуются с системой аксиом прямого тензорного исчисления. Показано также, что не всякая совокупность векторов является тензором, хотя тензор второго ранга – это всегда совокупность бесконечного числа векторов. Даны примеры использования тензорных методов для решения задач механики.

Ключевые слова: прямое тензорное исчисление, механическое напряжение, совокупность векторов, диада, тензорное умножение, тензор.

Введение

Тензорное исчисление, широко используемое в различных областях механики и физики, практически остается невостребованным специалистами с обычной для технических университетов математической подготовкой. Объясняется это разными причинами, но прежде всего по видимому тем, что, в отличие от скаляров и векторов, тензор воспринимается как некоторая, не имеющая визуального воплощения и лишенная физического содержания, математическая абстракция. Например, в [1] тензор определяется как формальная сумма формальных произведений, в [2] под тензорами понимаются элементы формально определяемого пространства T , а согласно [3, 4] тензор – это оператор, преобразующий векторы в векторы. К тому же и сам аппарат классического тензорного исчисления плохо вписывается в традиционную систему обозначений и математических методов решения инженерных задач.

О том, что проблема «демократизации» тензорного исчисления действительно существует, говорит и приводимая ниже цитата из опубликованной в издательстве «Высшая школа» книги [5]: «...несмотря на имеющуюся учебную литературу по тензорам, потребность в изложении этих вопросов достаточно актуальна. Для иллюстрации сказанного приведем лишь один пример. Как это ни покажется странным, на вопросы: «Можно ли представить себе тензор второго ранга столь же наглядно, как вектор в трехмерном пространстве?» и «Что такое диада?» – ответ скорее всего затруднятся дать многие искушенные читатели, знакомые с тензорами.»

В настоящей статье на основе физических представлений и работ [6 - 13] дается новая трактовка основных понятий тензорного исчисления, существенно облегчающая их восприятие на интуитивном уровне и максимально сближающая математический аппарат тензорного исчисления с традиционными методами решения инженерных задач.

1. Физика (механика) и геометрия тензора

Наиболее характерным примером физической величины, имеющей тензорную природу, является механическое напряжение. Как известно, напряжение \vec{p}_n в некоторой точке A тела (рис. 1) на площадке, перпендикулярной орту \vec{n} , определяется формулой

$$\vec{p}_n = \lim_{\Delta S \rightarrow (\cdot)A} \frac{\Delta \vec{P}}{\Delta S}, \quad (1)$$

которая означает, что, во-первых, напряжение – это вектор и что, во-вторых, в каждой точке тела, в зависимости от ориентации площадки, проходящей через эту точку, можно определить бесчисленное множество векторов напряжений.

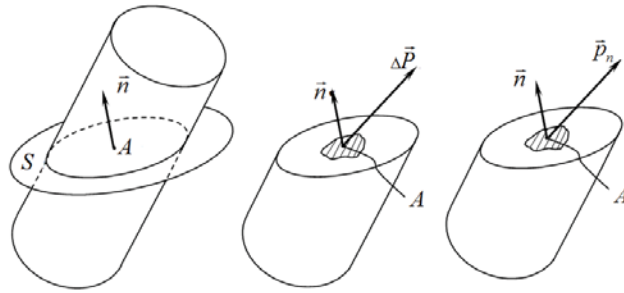


Рис. 1

Взятые вместе, все эти векторы характеризуют напряженное состояние тела в рассматриваемой точке и образуют инвариантный, т.е. не зависящий от выбора системы координат, объект, который и называется тензором (в рассматриваемом случае это тензор напряжений), см. также [11 - 13].

Задача теперь сводится к тому, чтобы найти такой способ математического описания, который позволил бы векторы, из которых состоит тензор, отличать друг от друга, причем не по модулю или направлению, а в зависимости от того, как расположена элементарная площадка, в точке которой определяется напряжение. Таким образом, площадка и отвечающий за ее ориентацию в пространстве орт нормали к ней – это своего рода адрес, посредством которого задается место вектора напряжения в тензоре.

2. Система обозначений. Диады^{*)}

Величины, которыми определяется напряжение, обозначаются буквой p , орт нормали – вектором \vec{n} . Вектор напряжения на площадке с нормалью к ней \vec{n} обозначается \vec{p}_n . Он определяется формулой

$$\vec{p}_n = p_n \vec{p}_n^o \quad (2)$$

Здесь \vec{p}_n^o – орт вектора \vec{p}_n , p_n – его численное (точнее алгебраическое) значение;

$$\tilde{p}_n = \vec{n} \otimes \vec{p}_n - \quad (3)$$

величина (используется также термин «объект» [14]), определяющая напряжение в совокупности с его «адресом» (вектор \vec{n}). Эта совокупность упорядоченная (\vec{n} – на первом месте, \vec{p}_n – на втором).

Упорядоченная совокупность двух векторов называется диадой. Над буквой, обозначающей диаду, ставится знак «~» (тильда).

3. Тензорные произведения

Запись (3) можно рассматривать как формулу для определения \tilde{p}_n по известным \vec{n} и \vec{p}_n , а знак \otimes – как обозначение операции, в результате выполнения которой происходит объединение \vec{n} и \vec{p}_n . С формально математической точки зрения эта операция имеет смысл операции умножения, что сразу следует из того, что представив вектор \vec{p}_n в виде суммы, напри-

^{*)} Здесь и далее используются обозначения и терминология, принятые в [9].

мер, нормального $\vec{\sigma}_n$ и касательного $\vec{\tau}_n$ напряжений и замечая, что выражения

$$\vec{n} \otimes \vec{p}_n = \vec{n} \otimes (\vec{\sigma}_n + \vec{\tau}_n) \quad (4)$$

и $(\vec{n} \otimes \vec{\sigma}_n + \vec{n} \otimes \vec{\tau}_n)$ обозначают одно и то же напряжение, получим

$$\vec{n} \otimes (\vec{\sigma}_n + \vec{\tau}_n) = \vec{n} \otimes \vec{\sigma}_n + \vec{n} \otimes \vec{\tau}_n. \quad (5)$$

Таким образом, операция объединения векторов в упорядоченную совокупность может рассматриваться как операция умножения. Такое умножение называется тензорным, а упорядоченная совокупность векторов – их тензорным произведением.

4. Скалярное умножение вектора на диаду

Для того чтобы, зная диаду (см. (3)), найти напряжение \vec{p}_n , нужно орт \vec{n} в формуле (3) превратить в единицу. Формально математически это можно сделать, умножив вектор \vec{n} (это орт) скалярно на самого себя. Тогда, так как $\vec{n} \cdot \vec{n} = 1$, получим

$$\vec{n} \cdot (\vec{n} \otimes \vec{p}_n) = (\vec{n} \cdot \vec{n})\vec{p}_n = \vec{p}_n, \quad (6)$$

а саму формулу (6) можно рассматривать как частный случай общей формулы

$$\vec{a} \cdot (\vec{b} \otimes \vec{c}) = (\vec{a} \cdot \vec{b})\vec{c}. \quad (7)$$

5. Математическое описание тензора

Из условия равновесия элементарного тетраэдра (см., например, [8]) следует, что вектор напряжения на наклонной грани определяется формулой

$$\vec{p}_n = n_1\vec{p}_1 + n_2\vec{p}_2 + n_3\vec{p}_3 = \sum n_i\vec{p}_i. \quad (8)$$

Здесь $\vec{p}_n, \vec{p}_1, \vec{p}_2, \vec{p}_3$ – векторы напряжений на площадках, для которых орт \vec{n} и орты прямоугольной декартовой системы координат \vec{e}_1, \vec{e}_2 и \vec{e}_3 являются внешними нормальными; n_1, n_2 и n_3 – направляющие косинусы вектора \vec{n} , так что

$$n_1 = \vec{n} \cdot \vec{e}_1, \quad n_2 = \vec{n} \cdot \vec{e}_2, \quad n_3 = \vec{n} \cdot \vec{e}_3. \quad (9)$$

Так как, например, (см. (9₁) и (7))

$$n_1\vec{p}_1 = (\vec{n} \cdot \vec{e}_1)\vec{p}_1 = \vec{n} \cdot (\vec{e}_1 \otimes \vec{p}_1), \quad (10)$$

то (см. (8))

$$\vec{p}_n = \vec{n} \cdot (\vec{e}_1 \otimes \vec{p}_1) + \vec{n} \cdot (\vec{e}_2 \otimes \vec{p}_2) + \vec{n} \cdot (\vec{e}_3 \otimes \vec{p}_3), \quad (11)$$

что можно еще записать так

$$\vec{p}_n = \vec{n} \cdot \underline{\underline{p}}, \quad (12)$$

где

$$\underline{\underline{p}} = \vec{e}_1 \otimes \vec{p}_1 + \vec{e}_2 \otimes \vec{p}_2 + \vec{e}_3 \otimes \vec{p}_3 = \sum \vec{e}_i \otimes \vec{p}_i - \quad (13)$$

тензор (в рассматриваемом случае тензор напряжений).

Из (13) следует, что тензор – это сумма^{*)} диад, и именно по этой причине для обозначения тензора используется двойное подчеркивание.

Формулой (13) определяется разложение тензора по ортам \vec{e}_1, \vec{e}_2 и \vec{e}_3 , и в этом смысле она подобна формуле для разложения по тем же ортам вектора (например, $\vec{\alpha} = \vec{e}_1 \alpha_1 + \vec{e}_2 \alpha_2 + \vec{e}_3 \alpha_3$).

Определение вектора по его «адресу» в тензоре дает формула (12).

6. Соглашение о суммировании

Согласно *соглашению о суммировании* знак суммы в правой части формулы (13) отбрасывается, а сама формула записывается в виде

$$\underline{\underline{p}} = \vec{e}_i \otimes \vec{p}_i. \quad (14)$$

О суммировании в этом случае говорит дважды повторяющийся буквенный индекс « i ».

Точно так же

$$\vec{p}_i = p_{i1} \vec{e}_1 + p_{i2} \vec{e}_2 + p_{i3} \vec{e}_3 = p_{ij} \vec{e}_j \quad (15)$$

и

$$\underline{\underline{p}} = \vec{e}_i \otimes \vec{p}_i = \vec{e}_i \otimes (p_{ij} \vec{e}_j) = p_{ij} \vec{e}_i \otimes \vec{e}_j. \quad (16)$$

Величины p_{ij} называются компонентами (или координатами) тензора $\underline{\underline{p}}$.

7. Оператор приравнивания индексов

Под оператором приравнивания индексов понимается символ Кронекера

$$\delta_{ij} = \vec{e}_i \cdot \vec{e}_j, \quad (17)$$

где \vec{e}_i и \vec{e}_j – орты прямоугольной декартовой системы координат, так что $\delta_{ij} = 1$, если $i = j$, и $\delta_{ij} = 0$, если $i \neq j$.

8. Тензор как элемент линейного пространства

Рассмотренные выше физические трактовки и их геометрические интерпретации основывались на интуитивных подходах, что и позволило перевести тензоры в разряд таких же вполне осязаемых и легко воспринимаемых величин, как скаляры и векторы. Вместе с тем, во избежание возможных ошибок, необходим и строгий математический анализ вопроса.

Для общего случая тензоров второго ранга (тензором второго ранга является и тензор напряжений (13)) такой анализ был выполнен в [15-17]. В результате были выяснены условия, при выполнении которых сумма диад является элементом линейного пространства. В число этих условий входят и правила определения тензорных произведений, составленных из вектора и суммы векторов. Эти правила (аксиомы) полностью аналогичны

*) Другое название – неупорядоченная (слагаемые в (13) можно менять местами) совокупность.

имеющей прозрачный физический смысл формуле (5). Если они не выполнены, то не удовлетворяющие им совокупности векторов не могут быть тензорами. Иначе говоря, не всякая совокупность бесконечного числа векторов является тензором. Отсюда следует, что тензор второго ранга – это всегда совокупность векторов, но совокупность векторов не всегда тензор (см. в этой связи [18]).

9. Примеры приложений к механике (см. также [19 - 26])

Вектор напряжения на косо́й площадке

Для схемы на рис. 2 (здесь вектор напряжения показан на площадке, для которой орт \vec{e}_1 является внешней нормалью) тензор напряжений может быть задан в виде

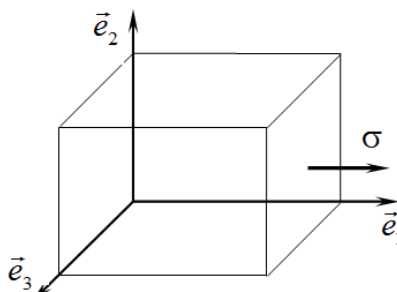
$$\underline{\underline{p}} = \sigma \vec{e}_1 \otimes \vec{e}_1. \quad (18)$$


Рис. 2

Отсюда для вектора напряжения на площадке, перпендикулярной некоторому орту \vec{n} , получим

$$\vec{p}_n = \vec{n} \cdot (\sigma \vec{e}_1 \otimes \vec{e}_1) = n_1 \sigma \vec{e}_1, \quad (19)$$

так что в условиях рассматриваемого примера на любых, как бы они ни были расположены в пространстве, площадках линия действия вектора напряжения одна и та же.

Трактовка формулы $\vec{p}_n = \vec{n} \cdot \underline{\underline{p}}$ (формула (12))

Геометрический смысл этой формулы состоит в том, что она определяет преобразование вектора \vec{n} в вектор \vec{p}_n и тем самым оправдывает определение тензора как оператора, посредством которого вектор преобразуется в вектор:

$$\underline{\underline{p}}: \vec{n} \Rightarrow \vec{p}_n. \quad (20)$$

Кинетический момент твердого тела

Кинетический момент твердого тела, вращающегося вокруг неподвижной точки, определяется формулой (см. [9])

$$\vec{K} = \vec{\omega} \cdot \underline{\underline{J}}, \quad (21)$$

где $\vec{\omega}$ – вектор угловой скорости, $\underline{\underline{J}}$ – тензор инерции, определяемый в точке, вокруг которой вращается тело.

Момент сил инерции тела, вращающегося вокруг неподвижной точки

$$\vec{M}_и = -\vec{\varepsilon} \cdot \underline{\underline{J}} + \vec{\omega} \cdot \underline{\underline{J}} \times \vec{\omega}. \quad (22)$$

Здесь $\vec{\varepsilon} = \dot{\vec{\omega}}$ – угловое ускорение тела, \times – обозначение операции векторного умножения.

Динамическая неуравновешенность ротора

В условиях схемы на рис. 3 момент сил инерции определяется формулой (вытекает из (22) при $\vec{\varepsilon} = \vec{0}$)

$$\vec{M}_и = \omega^2 \vec{e}_1 \cdot \underline{\underline{J}} \times \vec{e}_1. \quad (23)$$

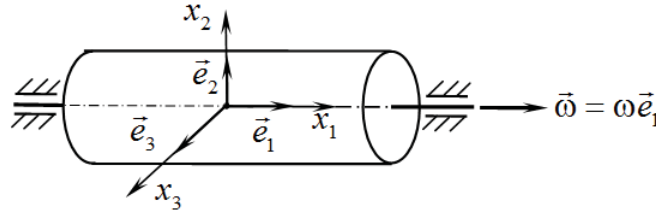


Рис. 3

По аналогии с (16)

$$\underline{\underline{J}} = J_{ij} \vec{e}_i \otimes \vec{e}_j. \quad (24)$$

Поэтому, с учетом (7) и (17),

$$\vec{e}_1 \cdot \underline{\underline{J}} = J_{ij} (\vec{e}_1 \cdot \vec{e}_i) \vec{e}_j = J_{ij} \delta_{1i} \vec{e}_j = J_{1j} \vec{e}_j = J_{11} \vec{e}_1 + J_{12} \vec{e}_2 + J_{13} \vec{e}_3, \quad (25)$$

и для $\vec{M}_и$ имеем

$$\vec{M}_и = \omega^2 (J_{11} \vec{e}_1 + J_{12} \vec{e}_2 + J_{13} \vec{e}_3) \times \vec{e}_1. \quad (26)$$

А так как

$$\vec{e}_1 \times \vec{e}_1 = \vec{0}, \quad \vec{e}_2 \times \vec{e}_1 = -\vec{e}_3, \quad \vec{e}_3 \times \vec{e}_1 = \vec{e}_2, \quad (27)$$

то для $\vec{M}_и$ получим

$$\vec{M}_и = \omega^2 (\hat{J}_{12} \vec{e}_3 - \hat{J}_{13} \vec{e}_2), \quad (28)$$

где $\hat{J}_{12} = -J_{12}$ и $\hat{J}_{13} = -J_{13}$ – центробежные моменты инерции ротора (J_{12} и J_{13} – это компоненты тензора инерции ротора $\underline{\underline{J}}$).

Закон Паскаля. Единичный тензор

В жидкостях без трения

$$\vec{p}_1 = -p_1 \vec{e}_1, \quad \vec{p}_2 = -p_2 \vec{e}_2, \quad \vec{p}_3 = -p_3 \vec{e}_3, \quad \vec{p}_n = -p_n \vec{n}. \quad (29)$$

Поэтому (см. (13))

$$\underline{\underline{p}} = -(p_1 \vec{e}_1 \otimes \vec{e}_1 + p_2 \vec{e}_2 \otimes \vec{e}_2 + p_3 \vec{e}_3 \otimes \vec{e}_3) \quad (30)$$

и (см. (29₄) и (12))

$$-p_n \vec{n} = -\vec{n} \cdot (p_1 \vec{e}_1 \otimes \vec{e}_1 + p_2 \vec{e}_2 \otimes \vec{e}_2 + p_3 \vec{e}_3 \otimes \vec{e}_3). \quad (31)$$

Из (31), с учетом (7) и (9), получим

$$p_n \vec{n} = n_1 p_1 \vec{e}_1 + n_2 p_2 \vec{e}_2 + n_3 p_3 \vec{e}_3, \quad (32)$$

откуда, после скалярного умножения на \vec{e}_1, \vec{e}_2 и \vec{e}_3 , приходим к закону Паскаля: p_n и все p_i равны одному и тому же значению. Обозначая его че-

рез p , для тензора напряжений, в силу (30), получим

$$\underline{\underline{p}} = -p\underline{\underline{E}}, \quad \underline{\underline{E}} = \vec{e}_1 \otimes \vec{e}_1 + \vec{e}_2 \otimes \vec{e}_2 + \vec{e}_3 \otimes \vec{e}_3 = \vec{e}_i \otimes \vec{e}_i. \quad (33)$$

Тензор $\underline{\underline{E}}$ называется единичным. Легко проверяется, что

$$\underline{\underline{E}} \cdot \vec{a} = \vec{a} \cdot \underline{\underline{E}} = \vec{a}, \quad (34)$$

где \vec{a} – любой вектор.

Конечный поворот

При повороте тела (рис. 4) на угол φ вокруг оси с ортом $\vec{\varphi}^0$ жестко связанный с телом радиус-вектор \vec{r}_0 переходит в новое положение, определяемое вектором \vec{r} , который может быть найден по формуле [9]

$$\vec{r} = \vec{r}_0 \cdot \underline{\underline{\varphi}}. \quad (35)$$

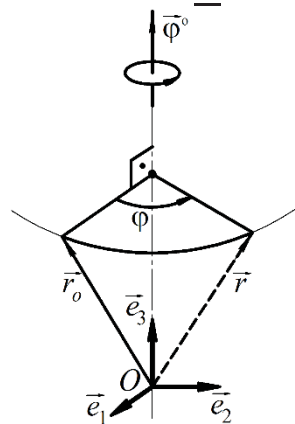


Рис. 4

Тензор $\underline{\underline{\varphi}}$ (он называется тензором поворота) находится по формуле

$$\underline{\underline{\varphi}} = \underline{\underline{E}} \cos \varphi + (1 - \cos \varphi) \vec{\varphi}^0 \otimes \vec{\varphi}^0 - \underline{\underline{E}} \times \vec{\varphi}^0 \sin \varphi. \quad (36)$$

Из (35) и (36) и формул (7) и (34) следует, что

$$\vec{r} = \vec{r}_0 \cos \varphi - (1 - \cos \varphi) (\vec{r}_0 \cdot \vec{\varphi}^0) \vec{\varphi}^0 - \vec{r}_0 \times \vec{\varphi}^0 \sin \varphi. \quad (37)$$

Если, например, $\varphi = \pi/2$, $\vec{\varphi}^0 = \vec{e}_3$, $\vec{r}_0 = \vec{e}_1$, то

$$\vec{r} = -\vec{e}_1 \times \vec{e}_3 = \vec{e}_3 \times \vec{e}_1 = \vec{e}_2. \quad (38)$$

Заключение

Предложенные в статье трактовки основных понятий тензорного исчисления облегчают восприятие этих понятий на интуитивном уровне и тем самым создают условия для существенного расширения круга специалистов, использующих тензорный аппарат для решения инженерных задач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вильчевская Е.Н. Тензорная алгебра и тензорный анализ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 42 с.
2. Горшков А.Г., Рабинский Л.Н., Тарлаковский Д.В. Основы тензорного анализа и механика сплошной среды. – М.: Наука, 2000. – 214 с.

3. Курбатова Г.И., Филиппов В.Б. Элементы тензорного исчисления. – СПб.: Изд-во СПбГУ, 1998. – 232 с.
4. Itskov M. Tensor Algebra and Tensor Analysis for Engineers. Springer-Verlag. Berlin-Heidelberg, 2009. – 247 p.
5. Димитриенко Ю.И. Тензорное исчисление: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 2001. – 575 с.
6. Лурье А.И. Нелинейная теория упругости. – М.: Наука, 1980. – 512 с.
7. Жилин П.А. Векторы и тензоры второго ранга в трехмерном пространстве. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1992. – 86 с.
8. Кочин Н.Е. Векторное исчисление и начала тензорного исчисления. – М.: Наука, 1965. – 426 с.
9. Подольский М.Е. Физико-механические основы и некоторые инженерные приложения прямого тензорного исчисления: монография. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2011. – 466 с.
10. Подольский М.Е., Черенкова С.В. Инженерно-ориентированные методы тензорного анализа и задачи гидравлики // Сб. науч тр. МНТК 9-10 июня 2016 года «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2016. – С. 241-248.
11. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. Перевод с немецкого. – М.: Изд-во ИЛ, 1951. – 575 с.
12. Работнов Ю.Н. Соппротивление материалов. – М.: Физматгиз, 1962. – 455 с.
13. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: ГИФМЛ, Наука, 1970. – 904 с.
14. Коренев Г.В. Тензорное исчисление. – М.: Изд-во МФТИ, 1996. – 240 с.
15. Подольский М.Е. Аксиоматика инженерных методов тензорного анализа. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2002. – 24 с.
16. Podolsky M.E. Axiomatics of direct tensor calculus // Tensor. New series. Vol. 70, N1. Published by Tensor Society. Chigasaki, Japan. 2008. P. 46-52.
17. Подольский М.Е. Прикладная тензорная алгебра. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2007. – 246 с.
18. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. – М.: Наука. Гл. редакция физико-математической литературы, 1979. – 500 с.
19. Подольский М.Е. Тензорное исчисление. Элементарные трактовки и примеры практических приложений // Морской вестник. – 2013. – №4 (48). – С. 97-100.
20. Подольский М.Е., Иванова М.А. О радиусе кривизны эвольвенты // Теория механизмов и машин. – 2012. – Т. 10. – №2. – С. 30-32.
21. Подольский М.Е., Иванова М.А., Черенкова С.В. Гидродинамическая

- модель ракетного движителя // Морские интеллектуальные технологии. – 2014. – Т. 2. – №2 (24). – С. 52-60.
22. Podolsky M. E., Cherenkova S. V. The Euler approach and direct tensor calculus in the problem of the physical nature of the Coriolis effects. Technical Physics Letters. 2014. V. 40. Issue 9. Pp. 801-802.
 23. Подольский М.Е., Черенкова С.В. О кинематике пространственного движения твердого тела // Теория механизмов и машин. – 2015. – Т. 13. – №1 (25). – С. 16-21.
 24. Подольский М.Е., Черенкова С.В., Иванова М.А. Основное уравнение теории турбин и лопастных машин в пространственной постановке // Морские интеллектуальные технологии. – 2016. – Т.1. – № 2 (32). – С. 95-101.
 25. Подольский М.Е., Черенкова С.В., Иванова М.А. К вопросу об обратной прецессии ротора // Теория механизмов и машин. – 2016. – Т. 14. – №4 (32). – С. 183-190.
 26. Подольский М.Е., Черенкова С.В., Смирнов В.Р. Формула П.А. Жилина в теории сферического движения твердого тела // Теория механизмов и машин. – 2015. – Т. 13. – №. 2 (26). – С. 6-12.

M.E. Podolsky, S.V. Cherenkova, M.A. Ivanova

PHYSICAL-MECHANICAL AND LINEAR ALGEBRAIC FOUNDATIONS OF ENGINEERING METHODS OF TENSOR ANALYSIS

St. Petersburg State Marine Technical University, Russia

Abstract

On the base of the stress state theory and the works which have been carried out before, in particular by L. Prandtl, Yu.N. Rabotnov, L.G. Loytzyansky, a very simple and very effective interpretation of the main notions of tensor calculus was substantiated and developed. According to this interpretation, a tensor is a set of an indefinite number of vectors determined in the point. All the definitions used in the work consist with the definitions and axioms of direct tensor analysis. It is also shown that any set of vectors is not always a tensor, but every tensor of the 2nd rank is always a set of indefinite number of vectors. The examples of tensor methods application for mechanical problems solution are given.

Key words: direct tensor calculus, mechanical stress, set of vectors, dyad, tensor multiplication, tensor.

REFERENCES

- [1] Vilchevskaya E.N. Tensor Algebra and Tensor Analysis. St. Petersburg, Izd.SPbPU, 2013. 42 p. (rus.)
- [2] Gorshkov A.G., Rabinsky L.N., Tarlakovsky D.V. Fundamentals of tensor analysis and continuum mechanics. Moscow, Nauka, 2000. 214 p. (rus.)
- [3] Kurbatova G.I., Filippov V.B. Elements of tensor calculus. St. Petersburg, Izd. St. Petersburg Univ., 1998. 232 p. (rus.)
- [4] Itskov M. Tensor Algebra and Tensor Analysis for Engineers. Springer-Verlag. Berlin-Heidelberg. 2009. 247 p.
- [5] Dimitrienko Yu.I. Tensor calculus: Textbook for high schools. Moscow, Vysshaya Shkola, 2001. 575 p. (rus.)
- [6] Lurie A.I. Nonlinear theory of elasticity. Moscow, Nauka, 1980. 512 p. (rus.)
- [7] Zhilin P.A. Vectors and tensors of the second rank in three-dimensional space. St. Petersburg, Izd. SPbGTU, 1992. 86 p. (rus.)
- [8] Cochin N.E. Vector calculus and beginnings of tensor calculus. – Moscow, Nauka, 1965. 426 p. (rus.)
- [9] Podolsky M.E. Physical-mechanical basis and engineering applications of the direct tensor calculus. St. Petersburg, Izd. SPbGMTU, 2011. 466 p. (rus.)
- [10] Podolsky M.E., Cherenkova S.V. Engineering oriented methods of tensor analysis and hydraulics tasks. International scientific and technical conference “Hydraulic machines, hydro pneumatic automation, Current state and prospects of development”, June 9-10, 2016. St. Peterburg, Izd. SPbPU, 2016. Pp. 241-248. (rus.)
- [11] Prandtl L. Hydroaeromechanics. Translation from German. Second Edition. Moscow, Foreign Literature, 1951. 575 p. (rus.)
- [12] Rabotnov Yu.N. Mechanics of materials. Moscow, Fizmatgiz, 1962. 455 p. (rus.)
- [13] Loytzyansky L.G. Mechanics of liquid and gas. Moscow, Nauka, 1970. 904 p. (rus.)
- [14] Korenev G.V. Tensor calculus. Moscow, Izd. MFTI, 1996. 240 p. (rus.)
- [15] Podolsky M.E. Axiomatics of engineering methods of tensor analysis. St. Petersburg, Izd. SPbGMTU, 2002. 24 p. (rus.)
- [16] Podolsky M.E. Axiomatics of direct tensor calculus. Tensor. New series. Vol. 70, N1. Published by Tensor Society. Chigasaki, Japan. 2008. Pp. 46-52.
- [17] Podolsky M.E. Applied tensor algebra. St. Petersburg, Izd. SPbGMTU, 2007. 246 p. (rus.)
- [18] Feodosiev V.I. Strength of materials. Moscow, Nauka, 1979. 500 p. (rus.)
- [19] Podolsky M.E. Tensor calculus. Basic interpretation and examples of practical applications. Morskoy Vestnik. 2013. N4 (48). Pp. 97-100. (rus.)

- [20] Podolsky M.E., Ivanova M.A. On the evolvent radius of curvature. Theory of mechanisms and machines, 2012. Vol. 10. N 2. Pp. 30-32. (rus.)
- [21] Podolsky M.E., Ivanova M.A., Cherenkova S.V. Hydrodynamic model of rocket propulsor. Marine intelligent technologies. 2014. N 2 (24). Vol. 2. Pp. 52-60. (rus.)
- [22] Podolsky M. E., Cherenkova S. V. The Euler approach and direct tensor calculus in the problem of the physical nature of the Coriolis effects. Technical Physics Letters. 2014. V. 40. Issue 9. Pp. 801-802.
- [23] Podolsky M.E., Cherenkova S.V. On kinematics of spatial motion of rigid body. Theory of mechanisms and machines, 2015. Vol. 13, N 1 (25). Pp. 16-21. (rus.)
- [24] Podolsky M.E., Cherenkova S.V., Ivanova M.A. Basic equation of the theory of turbines and blade machines in spatial formulation. Marine intelligent technologies. 2016. Vol. 1. N 2 (32). Pp. 95-101. (rus.)
- [25] Podolsky, M.E., Cherenkova S.V., Ivanova M.A. On reverse precession of the rotor. Theory of mechanisms and machines. 2016. Vol. 14. N4 (32). Pp. 183-190 (rus.).
- [26] Podolsky M.E., Cherenkova S.V., Smirnov V.R. P.A. Zhilin's formula in the theory of spherical motion of rigid body. Theory of mechanisms and machines, 2015. Vol. 13. N 2 (26). Pp. 6-12. (rus.)

В.А.Пухлий¹, С.Т.Мирошниченко², А.А.Журавлев³, И.Ю.Софийский⁴,
П.В.Пухлий⁵

ГИДРОДИНАМИКА И ТЕРМОУПРУГОСТЬ ТУРБОДЕТАНДЕРОВ РЕАКТИВНОГО ТИПА



¹Пухлий Владимир Александрович
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978)801-17-81, E-mail: pu1611@rambler.ru



²Мирошниченко Сергей Тимофеевич
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978)812-06-76, E-mail: miroshnichenkost@gmail.com



³Журавлев Александр Анатольевич
Севастопольского государственного университета
Россия, Севастополь
Тел.: (978)117-03-39, E-mail: pu1611@rambler.ru



⁴Софийский Игорь Юрьевич
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978)814-20-44, E-mail: ttdsev@yandex.ru



⁵Пухлий Полина Владимировна
АО «Аэротекс»
Россия, Москва
Тел.: (978)801-17-82, E-mail: evpatoriya116@rambler.ru

Аннотация

Рассматривается общая теория радиальных турбодетандеров реактивного типа (термодинамика, гидродинамика, прочность, термоупругость).

Для решения гидродинамической задачи используется интегральное уравнение Фредгольма второго рода с непрерывным ядром относительно потенциала скорости абсолютного течения.

Рассматривается прочность рабочих лопаток колес турбодетандеров. Для решения задачи используются уравнения Маргерра относительно прогиба и функции напряжения. Решение задачи термоупругости для конических дисков основано на полученных профессором В.А. Пухлием уравнениях для конических дисков относительно деформационных приращений радиальной и осевой координат срединной поверхности диска и интегрировании полученной системы уравнений модифицированным методом последовательных приближений В.А. Пухлия.

Ключевые слова: турбодетандеры реактивного типа, гидродинамика, термодинамика, термоупругость рабочих колес

Введение

В настоящее время особое развитие получили холодильная и криогенная техника. В этих областях работали и работают выдающиеся ученые, о чем свидетельствуют 7 Нобелевских премий в области низких температур, которые получили следующие ученые: Рамзай, Камерлинг-Оннес, Алварес, Бардин, Купер, Шепард, Ландау, Капица, Майер. Как видно, вклад отечественных ученых весьма значителен.

Целые области науки и технологии, практической деятельности человека оказались связаны с холодом и сопряжены с развитием техники низких температур. Это, прежде всего – производство, ожижение, транспортирование и использование природных и промышленных газов и продуктов разделения воздуха; климатехника и техника жизнеобеспечения; медицина и экология; хранение и транспортировка продуктов питания и т.д.

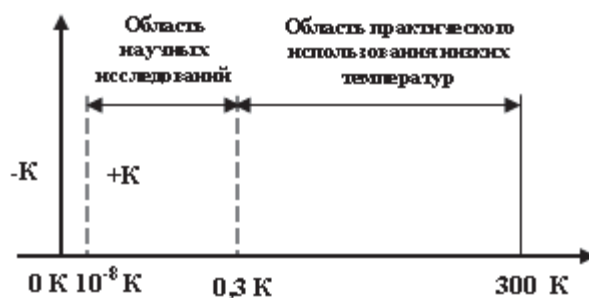


Рис. 1. Области использования низких температур.

К настоящему моменту сформировалась огромная область научно-практической деятельности, так называемая криология – наука о холоде, методах его получения и использования. Область практического использования низких температур начинается от $T = 0,3 \text{ K}$ (до этой температуры охлаждаются приемные устройства космических радиотелескопов) и достигает средней температуры окружающей среды $T = 300 \text{ K}$ (рис. 1). Уче-

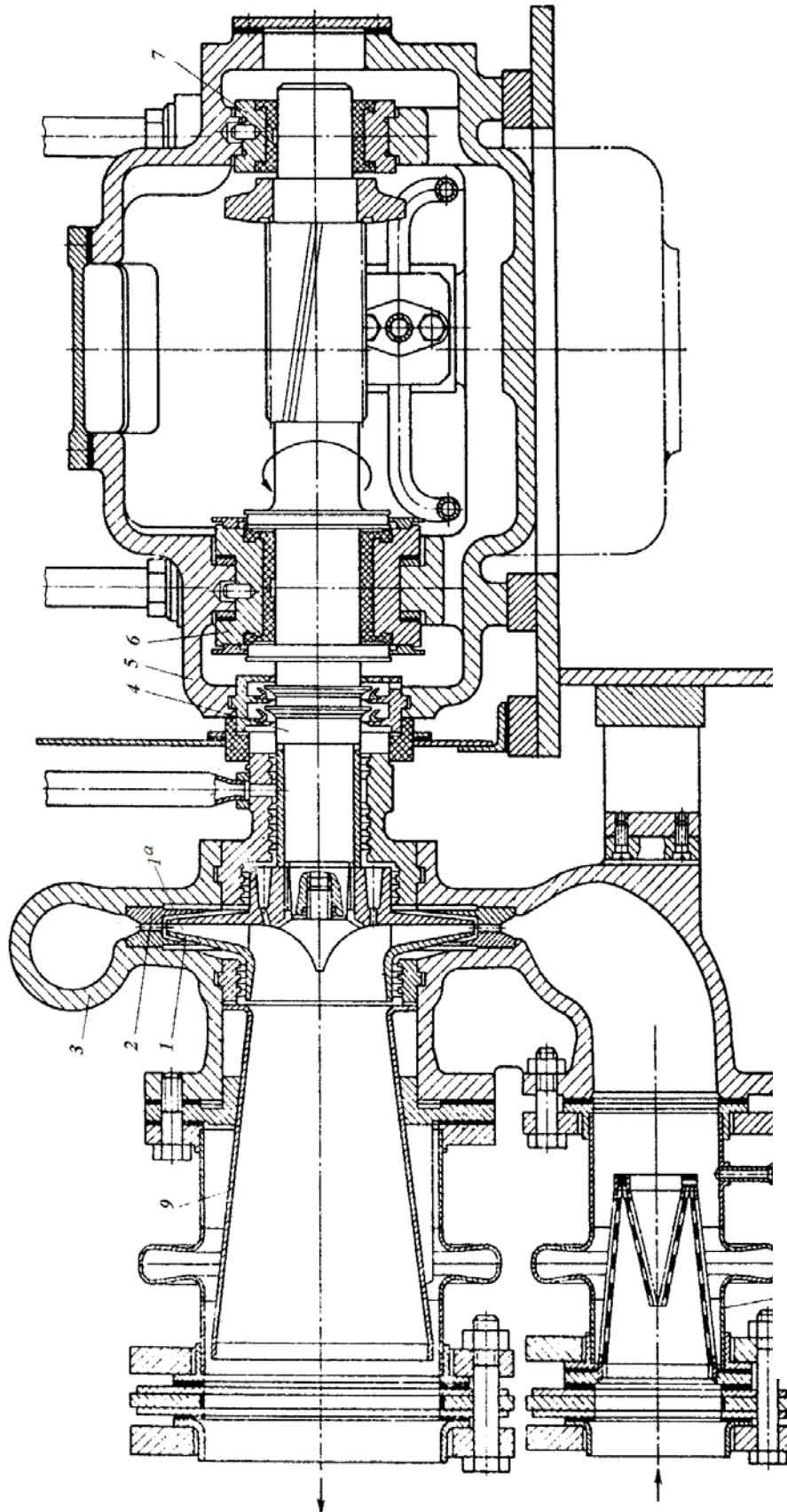


Рис. 2. Продольный разрез одноступенчатого воздушного радиального турбодетандера реактивного типа низкого давления

ные в лабораторных условиях достигают в кратковременных режимах температуры $T = 10^{-8}$ К, что весьма близко к абсолютному нулю. Гелиевые криогенные установки достигают температур до $T = 4,5$ К. Особая роль принадлежит системам микроклимата и кондиционирования воздуха, которые базируются на тех же принципах теплотрансформации, что и холодильные и криогенные системы. Здесь важным направлением является создание тепловых насосов, работающих на новых принципах с новыми рабочими веществами.

Общие сведения о турбодетандерах

В настоящее время получение продуктов разделения воздуха (кислорода, азота, аргона, криптона и др.), а также выработка холода при произвольном температурном уровне с успехом реализуются в системах, осуществляющих заданные холодильные циклы. Как известно из курса термодинамики [1,2] составной частью процессов холодильного цикла являются следующие процессы расширения:

- Процесс дросселирования предварительно сжатого и охлажденного газа, происходящий при постоянной энтальпии и являющийся необратимым процессом.
- Процесс расширения газа с отдачей внешней работы.

Последний процесс теоретически может быть полностью обратимым и осуществляться при постоянной энтропии.

Процесс расширения газов с отдачей внешней работы осуществляется в специальных расширительных машинах – детандерах. Название «детандер» происходит от французского слова «detandre» – расширять сжатое. В английской и немецкой технической литературе используется термин «expansion turbine» – расширительная турбина.

В детандерах осуществляется преобразование потенциальной энергии сжатого газа в механическую энергию, поэтому они представляют собой в общем случае класс газовых турбин. Они могут также рассматриваться как класс обращенных компрессорных машин соответствующих типов. Выделение детандеров из общего класса машин-двигателей связано со специфическими особенностями их работы, поскольку применяются в холодильных циклах, в которых производится «холод», т.е. реализуется перенос теплоты с низкого температурного уровня на более высокий с затратой внешней работы. Следует подчеркнуть, что области тепловых и холодильных циклов разделены естественной температурной границей (температурой окружающей среды).

Впервые идея сжижения газов на основе применения турбодетандеров была реализована в Англии в 1898 году. Запатентованный турбодетандер имел ротор из 14-ти лопаточных дисков и представлял собой радиальный семиступенчатый турбодетандер центробежного типа. В 1914 г. в США

был запатентован турбодетандер радиального активного типа, рабочее колесо которого имело короткие лопатки.

В 1936 г. в Германии начался промышленный выпуск радиальных турбодетандеров активного типа. Фирма «Линде» выпускала турбодетандеры с регулированием холодопроизводительности. Лопатки рабочих колес выполнялись короткими со значительной кривизной. Адиабатный КПД турбодетандеров составлял порядка 65-70%.

В конце 30-х годов нобелевский лауреат академик П.Л.Капица [3] разработал эффективный радиальный турбодетандер реактивного типа, который был использован при создании крупных установок для получения кислорода, работающего по схеме одного низкого давления (0,6 МПа). Запатентованный турбодетандер имел рабочее колесо, состоящее из длинных лопаток малой кривизны. Изоэнтропный (адиабатный) КПД турбодетандера составлял порядка 80%. Следует подчеркнуть, что турбодетандер П.Л.Капицы стал основой конструкций современных турбодетандеров как в СССР, так и за рубежом.

На рис. 2 показан продольный разрез одноступенчатого воздушного радиального турбодетандера реактивного типа низкого давления со следующими техническими характеристиками: $p_0 = 0,75$ МПа; $p_k = 0,14$ МПа; $m = 1,1$ кг/с. Здесь обозначено: 1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат; 3 – корпус турбодетандера со спиральным подводом воздуха; 4 – вал с быстроходной шестерней редуктора; 5 – корпус редуктора; 6 – опорно-упорный подшипник; 7 – опорный подшипник; 8 – компенсаторы температурных деформаций; 9 – выходной диффузор; 10 – сетчатый фильтр.

Турбодетандер, показанный на рис.2 конструктивно выполнен по схеме, представленной на рис. 3. Здесь 1 – направляющий сопловой аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – входной патрубок; 4 – отводящий канал с диффузором. На рис.3 показаны основные расчетные сечения: Н-Н – начальное сечение (вход в турбодетандер и вход в направляющий аппарат); 1-1 – выход

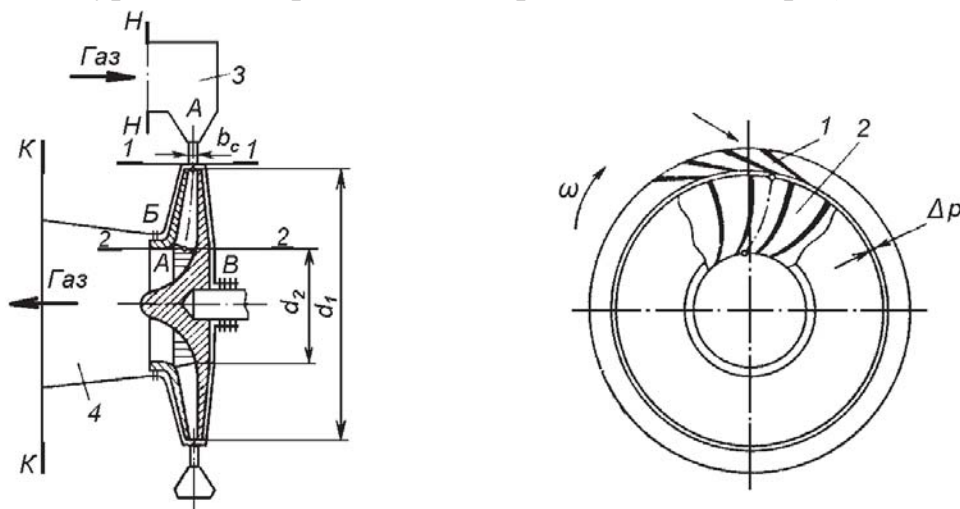


Рис.3. Конструктивная схема одноступенчатого радиального центробежного турбодетандера реактивного типа.

из направляющего аппарата и вход на лопатки рабочего колеса; 2-2 – выход с лопаток рабочего колеса; К-К – конечное сечение (выход потока из турбодетандера).

В корпусе турбодетандера (рис.2) размещен направляющий аппарат 2. Сжатый поток газа проходит через сетчатый фильтр 10, поступает в спиральный канал корпуса и попадает в сопла направляющего аппарата 2. В последующем частично расширенный газ попадает в межлопаточные каналы рабочего колеса 1, где осуществляется понижение давления потока газа и уменьшение его кинетической энергии. При этом энергия газа преобразуется в механическую работу, которая через вал с быстроходной шестерней редуктора 4 передается внешнему потребителю энергии (генератору электрического тока). Расширенный и охлажденный газ через диффузор выводится из турбодетандера и направляется к потребителю.

Термодинамические основы турбодетандеров

Основой термодинамического расчета турбодетандеров, рабочую среду которых составляет реальный газ, является использование термодинамических диаграмм sh и sT [4].

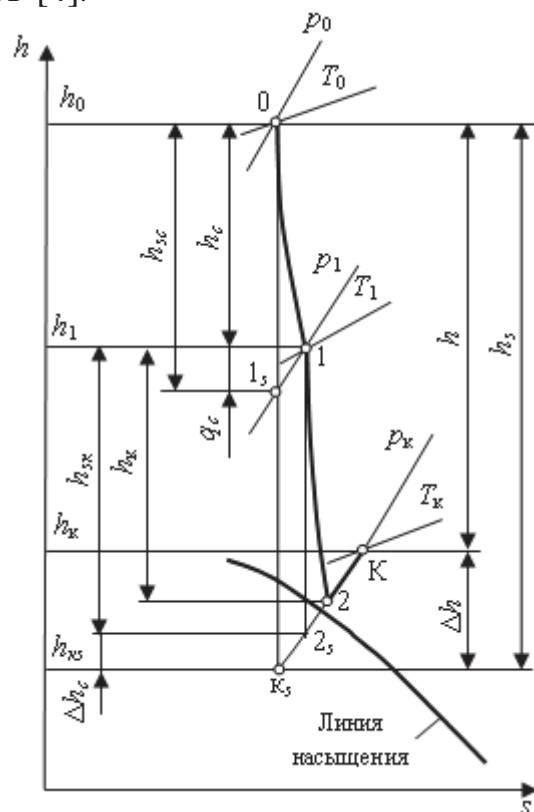


Рис. 4. Процесс расширения газа в sh -диаграмме для реактивного турбодетандера.

На рис. 4 и на рис. 5 представлен рабочий процесс расширения газа для одноступенчатого турбодетандера реактивного типа в sh и sT -диаграммах соответственно. Состояния газа перед турбодетандером характеризуется точкой 0 со следующими начальными параметрами: p_0 , T_0 , h_0 , ρ_0 . Состоя-

ние газа на выходе из рабочего колеса характеризуется точкой 2 со следующими параметрами: $p_2, T_2, h_2, \rho_2, c_2$ (скорость).

Следует подчеркнуть, что заданием двух параметров состояния газа для каждого сечения, например, p_0 и T_0 или p_1 и T_1 полностью определяется положение точек 0, 1, 2, К.

Точка K_s , лежащая на пересечении линий $s_0 = \text{const}$ с изобарой конечного давления $p_k = \text{const}$ характеризует в идеальном турбодетандере конечное состояние газа при адиабатном расширении газа. Аналогичным образом точка 1_s , лежащая на пересечении линий $s_0 = \text{const}$ и $p_1 = \text{const}$ характеризует состояние газа на выходе из направляющего аппарата.

Действительное состояние газа на выходе из соплового аппарата характеризует точка 1, которая определяется пересечением изобары p_1 и изотермы T_1 . Из точки 1 начинается расширение газа в рабочем колесе. В случае адиабатного протекания процесса расширения состояние газа на выходе из колеса определялось бы параметрами точки 2_s , которая находится на пересечении линий $s_1 = \text{const}$ и $p_k = \text{const}$. Реальный процесс расширения газа в колесе заканчивается в точке 2, при этом линия 2-К соответствует процессу перемещения газа от сечения 2 до конечного сечения К. Данный процесс является изобарным и сопровождается увеличением энтальпии и энтропии газа и соответствует имеющимся на этом участке потерям энергии. Линии 0- 1_s и 0- K_s отвечают адиабатным процессам расширения газа в сопловом аппарате и в турбодетандере. Линия 1- 2_s соответствует адиабатному процессу расширения газа в рабочем колесе.

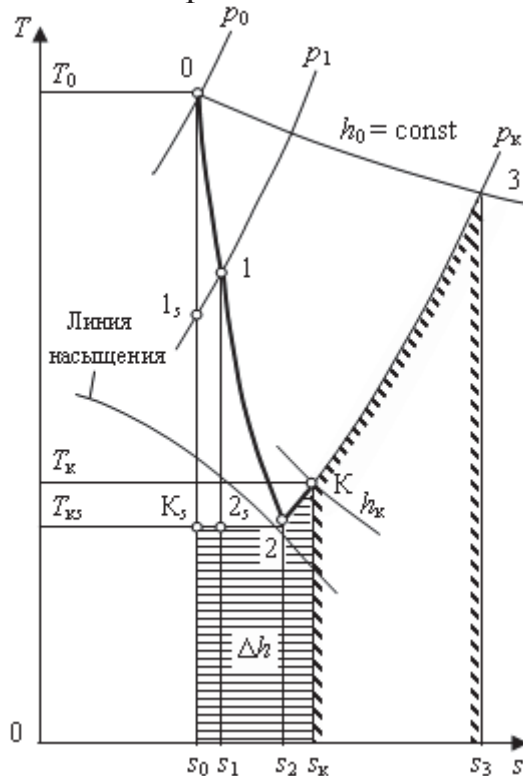


Рис. 5. Процесс расширения газа в sT -диаграмме для реактивного турбодетандера.

Следует отметить, что линии 0-1, 1-2 и 0-1-2-К соответствуют реальным процессам расширения газа в направляющем аппарате, рабочем колесе и в турбодетандере соответственно.

Изменение энтальпии в любом процессе называется перепадом энтальпии или теплоперепадом. В sh -диаграмме теплоперепады изображаются вертикальными отрезками.

При работе в sh -диаграмме имеют дело со следующими определениями:

$$h_s = h_0 - h_{K_s} \quad \text{— адиабатный теплоперепад в турбодетандере;}$$

$$h_{s_c} = h_0 - h_{1_s} \quad \text{— адиабатный теплоперепад в направляющем аппарате;}$$

$$h_{s_K} = h_1 - h_{2_s} \quad \text{— адиабатный теплоперепад в колесе;}$$

$$h = h_0 - h_K \quad \text{— реальный теплоперепад в турбодетандере;}$$

$$h_c = h_0 - h_1 \quad \text{— реальный теплоперепад в направляющем аппарате;}$$

$$h_K = h_1 - h_2 \quad \text{— реальный теплоперепад в колесе;}$$

$$h_{1-K} = h_1 - h_K \quad \text{— реальный теплоперепад в колесе и диффузоре.}$$

Потери теплоперепада обозначаются через q , а потери холода обозначены через Δh . Таким образом, имеем:

$$q_c = h_1 - h_{1_s} \quad \text{— потеря теплоперепада в направляющем аппарате;}$$

$$\Delta h_c = h_{2_s} - h_{K_s} \quad \text{— потеря холода в направляющем аппарате.}$$

$$\Delta h_K = q_K = h_2 - h_{2_s} \quad \text{— потеря холода в рабочем колесе;}$$

$$\Delta h_{2-K} = q_{2-K} = h_K - h_2 \quad \text{— суммарные потери холода относимые к выходу из турбодетандера (от сечения 2 до сечения К);}$$

$$\Delta h = h_K - h_{K_s} \quad \text{— потеря холода в турбодетандере.}$$

Эффективность турбодетандера определяется адиабатным КПД по следующему выражению:

$$\eta_s = \frac{h_s - \Delta h}{h_s} = \frac{h}{h_s}.$$

Потери холода, отнесенные к адиабатному теплоперепаду называются относительными и обозначаются $\overline{\Delta h}$ с соответствующим индексом.

Относительные потери холода в турбодетандере определяются по формуле:

$$\overline{\Delta h} = 1 - \eta_s.$$

Отношение адиабатного теплоперепада в рабочем колесе к адиабатному теплоперепаду в ступени называется степенью реактивности:

$$\rho_T = \frac{h_{s_K}}{h_s}.$$

Обычно $\rho_T \approx 0,4 \div 0,5$.

Перейдем к рассмотрению процессов расширения газа в sT -диаграмме (рис. 5). В sT -диаграмме площадь, расположенная под линией процесса и ограничена двумя адиабатами, эквивалентна количеству теплоты, подве-

денной в данном процессе к 1 кг массы газа. На основе первого закона термодинамики имеем:

$$dQ = dH - vdp.$$

Известно, что в изобарном процессе имеет место следующее соотношение:

$$dQ = dH \text{ или } Q = \Delta H,$$

которое означает, что подведенное к газу тепло равно изменению энтальпии.

Таким образом площади, расположенные под линиями $p = \text{const}$ и ограниченные соответствующими адиабатами, эквивалентны теплоперепадам.

Следует заметить, что изображение рабочего процесса в sT -диаграмме очень наглядно и способствует уяснению взаимосвязи процессов.

Холодопроизводительность турбодетандера определяется по формуле:

$$Q_x = hm\eta_v, \text{ кВт.}$$

Здесь h – теплотерепад, кДж/кг; m – массовый расход газа, кг/с; η_v – коэффициент внешней утечки газа, его величина составляет $\eta_v = 0,99 - 0,995$, так как он характеризует утечку холодного газа.

Мощность на валу турбодетандера определяется следующим образом:

$$N = Q_x \eta_{\text{мех}}, \text{ кВт.}$$

Здесь $\eta_{\text{мех}} = 0,9 \div 0,98$ – механический КПД, учитывающий потери в подшипниках и в редукторе.

Гидродинамика рабочих колес радиальных турбодетандеров

При прочностных расчетах рабочих лопаток радиальных турбомашин в ряде случаев очень важна оценка гидродинамического воздействия потока на напряженно-деформированное состояние. Для сред, имеющих удельный вес намного выше веса воздуха, вклад гидродинамического давления потока в общее напряженно-деформированное состояние (НДС) является значительным, а для радиальных насосов он может быть основным видом нагрузки.

Успехи в развитии теории круговых вращающихся решеток, а также математической теории упругости позволяют при современном уровне науки разработать приближенные методы оценки влияния гидродинамического давления потока на прочность лопаток радиальных турбомашин.

В современной литературе этот вопрос освещается недостаточно полно, что связано со значительными математическими трудностями, обусловленными сложностью решения вопросов гидродинамического обтекания потоком круговой вращающейся решетки профилей и задачи прочности для рабочих лопаток.

Впервые вопросы влияния гидродинамического давления потока на напряженно-деформированное состояние рабочих лопаток радиальных тур-

бомашин были рассмотрены проф. В.А. Пухлием и доложены на 5-й МНТК по гидравлическим машинам в г.Будапеште [5].

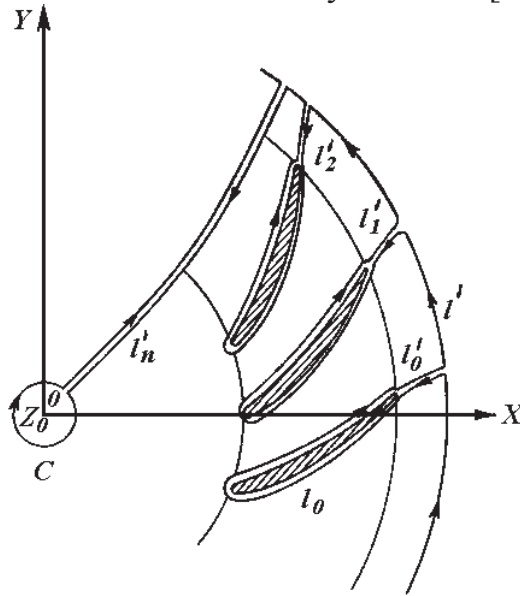


Рис. 6. К теории плоской круговой вращающейся решетки телесных профилей.

Реальное течение потока через решетки радиальных турбодетандеров – трехмерный неустановившийся поток вязкой сжимаемой жидкости. Теоретическое исследование такого потока чрезвычайно сложно. Рассмотрим предельный случай плоского установившегося потенциального потока несжимаемой жидкости, в котором наиболее наглядно проявляются главные свойства потока через решетки. При этом влиянием косины из-за наличия покрывающего диска пренебрегаем, что обычно допустимо в рамках принятой схемы течения.

Рассмотрим плоскую круговую решетку, составленную из телесных профилей и вращающейся с постоянной скоростью. Решетка обтекается потенциальным потоком идеальной несжимаемой жидкости (рис.6).

Рассмотрим вначале неподвижный вихреисточник, который наблюдается при работе решетки в корпусе турбодетандера. Пусть точка z_0 принадлежит области течения идеальной жидкости. Растягивая контур, непрерывно стягиваемый в точку z_0 , как показано на рис.6, представим комплексную скорость в этой точке через скорость на контуре $\bar{v}(\xi)$ по интегральной формуле Коши [6]:

$$\bar{v}(z_0) = \frac{1}{2\pi i} \int_L \frac{\bar{v}(\xi)}{(\xi - z_0)} d\xi. \quad (1)$$

Здесь L – контур, который может быть стянут непрерывным образом в точку z_0 :

$$L = L' + \sum_{j=0}^{n-1} L_j + C + 2 \sum_{j=0}^{n-1} L'_j, \quad (2)$$

где n – число профилей в решетке.

Представляя выражение (1) с учетом (2) в виде четырех слагаемых отметим, что первый интеграл обращается в нуль по теореме Лиувилля вследствие равенства $\bar{v}(z)$ нулю на бесконечности при неограниченном растяжении контура L' , а четвертый интеграл обращается в нуль как сумма интегралов вдоль одного и того же контура, взятых в противоположных направлениях [6]. Раскладывая числитель и знаменатель третьего интеграла в ряд по степеням ξ , нетрудно получить по теореме вычетов выражение для комплексной скорости течения от вихреисточника:

$$J_c = \frac{\Gamma_1 + iQ}{2\pi iz_0} n. \quad (3)$$

Здесь и в дальнейшем Γ_1 – циркуляция перед решеткой в одном периоде; Γ_2 – циркуляция за решеткой в одном периоде; Γ – циркуляция вокруг профиля.

В результате получим обобщенную формулу Коши для комплексной скорости в области, соответствующей внешности плоской круговой решетки профилей в следующем виде:

$$\bar{v}(z_0) = -\frac{1}{2\pi i} \oint_{L_0} \frac{\bar{v}(\xi) n z_0^{n-1}}{(\xi^n - z_0^n)} d\xi + \frac{\Gamma_1 + iQ}{2\pi i} n \frac{1}{z_0} \quad (4)$$

В.П.Лукашевичем [7] на основе данного подхода были получены интегральные уравнения для расчета гидродинамических решеток, в том числе плоских круговых вращающихся решеток, составленных из произвольных телесных профилей относительно потенциала скорости.

Для расчета плоской круговой вращающейся решетки используется интегральное уравнение Фредгольма относительно потенциала скорости абсолютного течения второго рода с непрерывным ядром [7]:

$$\begin{aligned} \bar{\Phi}(\bar{S}) = & \frac{\bar{\Gamma}}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{\bar{r}_c^m \sin m\varphi_c - \bar{r}^m \sin m\varphi}{\bar{r}_c^m \cos m\varphi_c - \bar{r}^m \cos m\varphi} - \frac{1}{\pi} \oint_{l_0} \bar{\Phi}(\bar{\sigma}) \frac{d}{d\bar{\sigma}} \left(\operatorname{arctg} \frac{\bar{\rho}^m \sin m\psi - \bar{r}^m \sin m\varphi}{\bar{\rho}^m \cos m\psi - \bar{r}^m \cos m\varphi} \right) d\bar{\sigma} + \\ & + \frac{\ln \bar{r} + \bar{\Gamma}_1 \varphi}{\pi} + \frac{1}{\pi} \oint_{l_0} \bar{v}_n(\bar{\sigma}) \ln \sqrt{\bar{\rho}^{2m} - 2\bar{\rho}^m \bar{r}^m \cos m(\psi - \varphi) + \bar{r}^{2m}} d\bar{\sigma}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\bar{\Phi}$ – потенциал скорости; $\bar{\Gamma}$ – циркуляция вокруг профиля; (r_c, φ_c) – полярные координаты точки начала обхода профиля; $\bar{S}, \bar{\sigma}$ – длина контура профиля от начала обхода; m – число профилей; (r, φ, ρ, ψ) – полярные координаты контура профиля; $\bar{\Gamma}_1$ – циркуляция на входе в решетку; $\bar{v}_n(\bar{\sigma})$ – проекция абсолютной скорости на внешнюю нормаль к контуру профиля.

Решение интегрального уравнения (5) записывается в следующем виде:

$$\bar{\Phi} = \bar{\Phi}_1 + \bar{\Phi}_2 \bar{\Gamma}_1 + \bar{\Gamma} \bar{\Phi}_3 + \bar{\Omega} \bar{\Phi}_4, \quad (6)$$

где

$$\bar{\Phi} = \frac{\Phi}{Q}; \quad \bar{\Gamma}_1 = \frac{\Gamma_1}{Q}; \quad \bar{\Gamma} = \frac{\Gamma}{Q}; \quad \bar{\Omega} = \frac{\omega r_2^2}{Q};$$

Q – расход через решетку.

Потенциалы $\bar{\Phi}_1, \bar{\Phi}_2, \bar{\Phi}_3, \bar{\Phi}_4$ определяются из решения интегральных уравнений:

$$\bar{\Phi}_k = -\frac{1}{\pi} \oint_{l_0} \bar{\Phi}_k(\bar{\sigma}) \frac{d}{d\bar{\sigma}} [R(\bar{\rho}, \psi, \bar{r}, \varphi)] d\bar{\sigma} + E_k, \quad (k = 1, 2, 3, 4) \quad (7)$$

где

$$E_1 = \frac{\ln \bar{r}}{\pi}; \quad E_2 = \frac{\varphi}{\pi}; \quad E_3 = \frac{1}{\pi} R^c(\bar{r}, \varphi); \quad E_4 = \frac{1}{\pi} \oint_{l_0} f(\bar{\sigma}) K[\bar{\rho}, \psi, \bar{r}, \varphi] d\bar{\sigma};$$

$$R[\bar{\rho}, \psi, \bar{r}, \varphi] = \operatorname{arctg} \frac{\bar{\rho}^m \sin m\psi - \bar{r}^m \sin m\varphi}{\bar{\rho}^m \cos m\psi - \bar{r}^m \cos m\varphi};$$

$$R^c[\bar{r}, \varphi] = \operatorname{arctg} \frac{\bar{r}_c^m \sin m\varphi_c - \bar{r}^m \sin m\varphi}{\bar{r}_c^m \cos m\varphi_c - \bar{r}^m \cos m\varphi};$$

$$K[\bar{\rho}, \psi, \bar{r}, \varphi] = \ln \sqrt{\bar{\rho}^{2m} - 2\bar{\rho}^m \bar{r}^m \cos m(\psi - \varphi) + \bar{r}^{2m}};$$

$$\bar{v}_n = \frac{v_n}{Q} = \Omega f(\bar{\sigma}); \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{r_2}; \quad \bar{\sigma} = \frac{\sigma}{r_2}; \quad \bar{r} = \frac{r}{r_2}.$$

Неизвестную величину циркуляции $\bar{\Gamma}$, входящую в выражение (5), определяют из условия Кутта-Жуковского:

$$\left(Q \frac{d\bar{\Phi}}{d\bar{\sigma}} - \bar{u}_{\bar{\sigma}} \right)_{z_c} = 0, \quad (8)$$

где z_c – точка схода потока; $\bar{u}_{\bar{\sigma}} = \omega \bar{r} \frac{\bar{r} d\varphi}{d\bar{\sigma}}$ – проекция переносной скорости на касательную к профилю.

По известной циркуляции находится распределение относительной скорости \bar{w} и силы давления \bar{p} по контуру профиля:

$$\bar{w} = w \frac{r_2}{Q} = \bar{\Phi}'_{1\bar{\sigma}} + \bar{\Gamma}_1 \bar{\Phi}'_{2\bar{\sigma}} + \bar{\Gamma} \bar{\Phi}'_{3\bar{\sigma}} + \bar{\Omega} (\bar{\Phi}'_{4\bar{\sigma}} - \bar{r}^2 \varphi'_{\bar{\sigma}}); \quad (9)$$

$$\bar{p} = \frac{q^* - p_1}{2\rho} \frac{r_2^2}{Q^2} = \left[\bar{\Omega}^2 \bar{r}^2 - \bar{w}^2 \right], \quad (10)$$

где

$$p_1 = p_a + \frac{c_{\Pi}^2 \rho}{2}; \quad c_{\Pi} = \frac{Q}{F_+}; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{b_1};$$

$F_+ = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь входного сечения турбодетандера; b_1 – ширина рабочего колеса на выходе.

Из формулы (10) можно найти величину q^* – распределение сил гидродинамического давления по контуру профиля лопатки.

Давление по поверхности лопатки равно:

$$q = \frac{q^*}{2} \left(1 + \frac{b}{b_1} \right) \quad (11)$$

Таким образом, решение гидродинамической задачи обтекания решетки профилей потенциальным потоком несжимаемой жидкости, позволяет определить напор, развиваемый определенным классом радиальных турбомашин (нагнетатели, компрессоры, насосы, турбодетандеры).

Вполне очевидно, определение величины гидродинамического давления потока жидкости на лопатку ставят и вторую задачу расчета – определение толщины лопатки и ее конструктивных размеров из условий прочности.

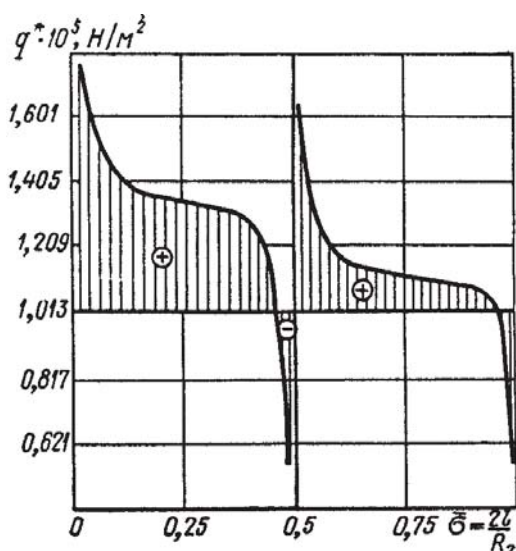


Рис. 7. Распределение сил гидродинамического давления потока по лопатке.

Пример расчета. В соответствии с изложенным решением задачи разработана программа численной реализации полученного решения. В качестве приложения используется предложенный подход к исследованию напряженного состояния рабочих лопаток центробежного нагнетателя под действием гидродинамического давления потока. Исходные данные для расчета следующие.

– для колеса: $R_1 = 210$ мм; $R_2 = 400$ мм; $n = 3000$ об/мин; $Q = 18000$ м³/ч; $\psi = 2,355$ рад – угол выхода потока; $m = 12$ – число лопаток;

– для лопатки: $l = 190$ мм; $b = 95$ мм; $h = 3$ мм; $R = 500$ мм; $\gamma_1 = 0,21$ рад; $\gamma_2 = 0$; материал лопатки Сталь-20.

На рис.7 приведен график распределения сил гидродинамического давления по профилю лопатки для нормального воздуха ($\rho = 1,293$ кг/м³). Как следует из результатов расчетов, величина сил гидродинамического давления по лопатке на внешней ее стороне значительно превосходит величину сил давления на ее внутренней стороне. Разница между эпюрами сил давлений дает нужную величину q^* . Вычисляя величину q по формуле (11) и подставляя в правую часть дифференциальных уравнений (12), получаем решение задачи о воздействии потока на напряженное состояние лопатки.

Прочность лопаток турбодетандеров при воздействии гидродинамического потока

При расчетах на прочность лопатка радиального турбодетандера схематизируется в виде трапециевидной пологой панели (рис.8) свободно защемленной по краям, прилегающим к дискам и свободной по входной и выходной кромкам.

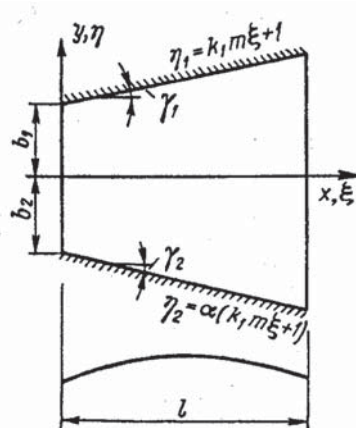


Рис. 8. Геометрия и система координат лопатки радиального турбодетандера.

Напряженное состояние лопатки описывается линейными уравнениями теории пологих оболочек Маргерра смешанного типа относительно нормального перемещения $w(x, y)$ и функции напряжений $\bar{F}(x, y)$, которые в системе безразмерных координат $\xi = x/l$, $\eta = y/b_1$ записываются следующим образом [8]:

$$\left. \begin{aligned} \nabla_m^4 \bar{W} &= Sm^2 \frac{l^2 Ep}{D} \frac{\partial^2 \bar{F}}{\partial \eta^2} + 1; \\ \nabla_m^4 \bar{F} &= -m \frac{l^2}{pR} \frac{\partial^2 \bar{W}}{\partial \eta^2}, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $S = h/R$, $m = l/b_1$ – геометрические параметры лопатки; $p = ql^4/D$ – параметр нагрузки; $\bar{W} = W/p$ и $\bar{F} = \bar{F}/p^2 E$ – безразмерные величины функции прогибов и функции напряжений; $q(\xi, \eta)$ – гидродинамическое давление потока на поверхности лопатки; R и h – радиус срединной поверхности в толщине лопатки; E и D – модуль упругости и цилиндрическая жесткость лопатки; ∇_m^4 – линейный дифференциальный оператор 4-го порядка.

Система уравнений (12) является уравнениями в частных производных 8-го порядка, общее решение которой весьма проблематично, поскольку содержит переменные коэффициенты.

Здесь применяется приближенный аналитический подход, основанный на сочетании метода интегральных соотношений Дородницына [9] и модифицированного метода последовательных приближений, разработанный проф. В.А. Пухлием и изложенный им в академической печати [10-12. 20].

Подробная методика расчета ранее изложена в работах авторов [8]. Ряд практических результатов на основе предложенного подхода изложен в работах [18,19].

Термоупругость дисков радиальных турбомашин

Большой класс радиальных турбомашин, в частности ракетные и реактивные двигатели, паровые и газовые турбины работают в условиях высокотемпературного нагрева, при котором изменяются физико-механические характеристики материалов. Тепловые напряжения сами по себе и в сочетании с механическими напряжениями от внешних сил могут вызвать разрушение конструкций. В теплоэнергетике, металлургии и в ряде других отраслей промышленности находят широкое применение дымососы, эксгаустеры, мельничные вентиляторы, работающие при высоких температурах. Так рабочие колеса радиальных вентиляторов для электропечей работают в системах с принудительной циркуляцией газа при температурах до 1100 °С. В связи с большими температурными нагрузками значительно ухудшаются физико-механические характеристики металла, поэтому срок службы рабочих колес, как правило, не превышает 1 года.

В недавно опубликованной работе авторов [13] приведена методика расчета дисков турбодетандеров реактивного типа при воздействии центробежных сил инерции собственных масс дисков.

Здесь следует отметить особенность проблемы термоупругости дисков турбодетандеров. В отличие от дисков дымососов, эксгаустеров, газовых турбин, в которых напряженно-деформированное состояние (НДС) от действия центробежных сил инерции суммируется с НДС от температурных нагрузок, так как температуры положительны и находятся в интервале от 20 °С ÷ 600 °С, в дисках турбодетандеров наблюдается другая картина.

В турбодетандерах диски работают в области отрицательных температур от 0 °С до –200 °С (многоступенчатые турбодетандеры). При этом материал дисков не удлиняется, как в первом случае, а сокращается. В результате температурная нагрузка действует противоположно направлению центробежных сил, т.е. в каком-то смысле разгружает диск.

В.А.Пухлий получил нелинейные уравнения для конических дисков переменной жесткости [14]. Разрешающая система 6-ти нелинейных дифференциальных уравнений 1-го порядка записывается относительно деформационных приращений радиальной и осевой координат срединной поверхности, при этом в уравнениях равновесия использованы радиальные и осевые усилия. При таком подходе упрощается вид интеграла уравнений равновесия, следующего из уравнений равновесия конечной отсеченной части оболочки.

Уравнения равновесия получены в самом общем случае при произвольном законе изменения толщины конического диска и произвольном нагружении.

Здесь излагаются определение НДС основного и покрывающего дисков радиальных турбодетандеров реактивного типа.

Рассмотрим конический диск переменной жесткости (рис.9) в поле действия температурного поля общего вида $T = T(s, \alpha, z)$.

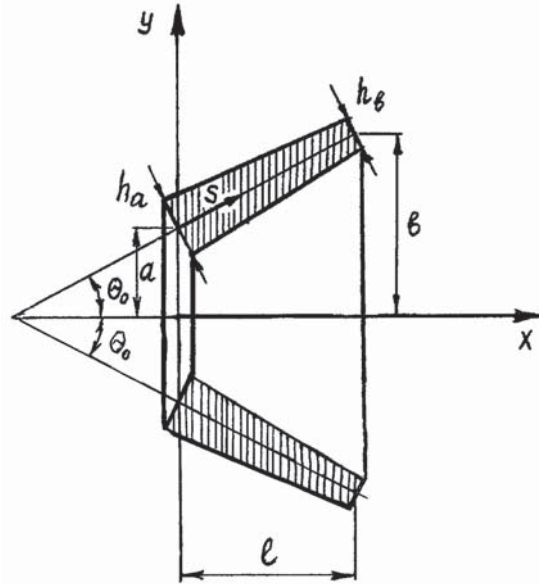


Рис. 9. Геометрия и система координат конического диска переменной толщины.

Рассматривая деформацию элемента ds , получим следующие геометрические соотношения для конического диска:

$$\frac{dX}{d\xi} = \cos \theta; \quad \frac{dY}{d\xi} = \sin \theta; \quad \frac{1}{r} = -\frac{d\theta}{d\xi}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{\cos \theta}{Y}. \quad (13)$$

Для относительных деформаций срединной поверхности конического диска имеем:

$$\begin{aligned} \varepsilon_s &= \frac{d\xi - ds}{ds} = \frac{d\xi}{ds} - 1; & \frac{d\xi}{ds} &= 1 + \varepsilon_s; \\ \varepsilon_\alpha &= \frac{2\pi Y - 2\pi Y_0}{2\pi Y_0} = \frac{Y}{Y_0} - 1; & \frac{Y}{Y_0} &= 1 + \varepsilon_\alpha. \end{aligned} \quad (14)$$

Изменения кривизны срединной поверхности конического диска записываются в виде:

$$\chi_s = \frac{1}{r_0} + \frac{1 + \varepsilon_s}{r}; \quad \chi_\alpha = (1 + \varepsilon_\alpha) \frac{\cos \theta}{Y} - \frac{\cos \theta_0}{Y_0}. \quad (15)$$

Уравнения равновесия элемента конического диска примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d(N_s \cdot Y)}{d\xi} &= \sin \theta \cdot N_\alpha + \frac{Y}{r} Q_s - Y \cdot q_\tau; \\ \frac{d(Q_s \cdot Y)}{d\xi} &= -\frac{Y}{r} \cdot N_s - \cos \theta N_\alpha - Y \cdot q_n; \\ \frac{d(M_s \cdot Y)}{d\xi} &= Q_s \cdot Y + \sin \theta M_\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Используя известные соотношения закона Гука, а также гипотезу Дюамеля-Неймана, записываем физические соотношения в следующем виде:

$$\begin{aligned} N_s &= B[\varepsilon_s + \nu\varepsilon_\alpha - (1+\nu)\varepsilon_T]; & N_\alpha &= B[\varepsilon_\alpha + \nu\varepsilon_s - (1+\nu)\varepsilon_T]; \\ M_s &= -D[\chi_s + \nu\chi_\alpha - (1+\nu)\chi_T]; & M_\alpha &= -D[\chi_\alpha + \nu\chi_s - (1+\nu)\chi_T]. \end{aligned} \quad (17)$$

Здесь $B = \frac{Eh}{1-\nu^2}$; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ – жесткости конического диска на растяжение и изгиб.

Входящие в соотношения (17) величины ε_T и χ_T являются интегральными характеристиками действующего на конический диск температурного поля общего вида $T = T(s, \alpha, z)$:

$$\varepsilon_T = \frac{1}{h} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \alpha_T T dz; \quad \chi_T = \frac{12}{h^3} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \alpha_T T z dz, \quad (18)$$

где α_T – коэффициент линейного температурного расширения.

Уравнения равновесия (16), геометрические соотношения (13), (14), (15) и физические соотношения (17) образуют полную систему нелинейных дифференциальных уравнений и конечных соотношений. Перейдем в них к дифференцированию по s с помощью соотношений (14) и представим исходную систему уравнений в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{dX}{ds} &= (1 + \varepsilon_s) \cos \theta; & \frac{dN_s}{ds} &= (1 + \varepsilon_s) \left[-\frac{\sin \theta}{Y} (N_s - N_\alpha) + \frac{1}{r} Q_s - q_\tau \right]; \\ \frac{dY}{ds} &= (1 + \varepsilon_s) \sin \theta; & \frac{dQ_s}{ds} &= (1 + \varepsilon_s) \left[-\frac{1}{r} N_s - \frac{1}{Y} (Q_s \cdot \sin \theta + N_\alpha \cdot \cos \theta) + q_n \right]; \\ \frac{d\theta}{ds} &= -\chi_s + \frac{d\theta_0}{ds}; & \frac{dM_s}{ds} &= Q_s - \frac{\sin \theta}{Y} (M_s - M_\alpha). \end{aligned} \quad (19)$$

Конечные соотношения примут вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_s &= \frac{N_s}{B} - \nu \left(\frac{Y}{Y_0} - 1 \right); & N_\alpha &= \nu N_s + (1 - \nu^2) B \left(\frac{Y}{Y_0} - 1 \right); \\ \chi_s &= -\frac{M_s}{D} - \nu \frac{\cos \theta - \cos \theta_0}{Y_0}; & M_\alpha &= \nu M_s - (1 - \nu^2) D \frac{\cos \theta - \cos \theta_0}{Y_0}. \end{aligned} \quad (20)$$

Введем безразмерные переменные, где R – характерный линейный размер, δ – характерная толщина:

$$\begin{aligned} x &= \delta \bar{x}; & y &= \delta \bar{y}; & s &= R \bar{s}; & Y_0 &= R \bar{Y}_0; & h &= \delta \bar{h}; & \varepsilon_s &= \frac{\delta}{R} \bar{\varepsilon}_s; \\ \vartheta &= \frac{\delta}{R} \bar{\vartheta}; & \chi_s &= \frac{\delta}{R^2} \bar{\chi}; & Q_s &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R} \bar{Q}_s; \\ N_s &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R} \bar{N}_s; & N_\alpha &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R} \bar{N}_\alpha; & M_s &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R} \bar{M}_s; \\ M_\alpha &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R} \bar{M}_\alpha; & q_n &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R^2} \bar{q}_n; & q_\tau &= \frac{E \delta^2}{(1 - \nu^2) R^2} \bar{q}_\tau. \end{aligned}$$

Произведя в уравнениях (19) линеаризацию аналогично [13], получим разрешающую систему дифференциальных уравнений задачи в безразмерном виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{x}}{d\bar{s}} &= \bar{\varepsilon}_s \cdot \cos \theta_0 - \bar{\vartheta} \sin \theta_0; \\ \frac{d\bar{y}}{d\bar{s}} &= \bar{\varepsilon}_s \cdot \sin \theta_0 + \bar{\vartheta} \cos \theta_0; \\ \frac{d\bar{\vartheta}}{d\bar{s}} &= -\bar{\chi}_s; \\ \frac{d\bar{N}_s}{d\bar{s}} &= -\frac{\sin \theta_0}{\bar{Y}_0} (\bar{N}_s - \bar{N}_\alpha) - \bar{q}_\tau; \\ \frac{d\bar{M}_s}{d\bar{s}} &= \bar{Q}_s; \\ \frac{d\bar{Q}_s}{d\bar{s}} &= -\frac{1}{\bar{Y}_0} (\bar{Q}_s \cdot \sin \theta_0 + \bar{N}_\alpha \cdot \cos \theta_0) + \bar{q}_n. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Конечные соотношения примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varepsilon}_s &= \frac{\delta}{R} \frac{1}{h} \bar{N}_s - \nu \frac{\delta}{R} \frac{\bar{y}}{\bar{Y}_0}; \\ \bar{\chi}_s &= -12 \frac{R^2}{\delta^2} \frac{1}{h^3} \bar{M}_s - \nu \sin \theta_0 \frac{\bar{\vartheta}}{\bar{Y}_0}; \\ \bar{N}_\alpha &= \nu \bar{N}_s + (1 - \nu^2) h \frac{\bar{y}}{\bar{Y}_0}; \\ \bar{M}_\alpha &= \nu \bar{M}_s - \frac{1 - \nu^2}{12} \sin \theta_0 \frac{\delta^2}{R^2} h^3 \frac{\bar{\vartheta}}{\bar{Y}_0}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Граничные условия для конических дисков записываются обычным образом.

Так, рассматривая на крае $s = 0$ условия жесткого защемления, получим:

$$\bar{x} = \bar{y} = \bar{\vartheta} = 0.$$

Рассматривая на крае $s = s_2$ условия свободного края, получим:

$$\bar{N}_s = \bar{Q}_s = \bar{M}_s = 0.$$

Продольные и окружные напряжения определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{N}_s}{h} \mp \frac{6E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{M}_s}{h^2} + \frac{E}{1-\nu} [\varepsilon_T + z\chi_T - \alpha_T T]; \\ \sigma_\alpha &= \frac{E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{N}_\alpha}{h} \mp \frac{6E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{M}_\alpha}{h^2} + \frac{E}{1-\nu} [\varepsilon_T + z\chi_T - \alpha_T T]. \end{aligned} \quad (23)$$

При линейном изменении температуры T по толщине конического диска и $\alpha_T = \alpha_T(\bar{s})$ имеем:

$$\varepsilon_T + z\chi_T = \alpha_T T, \quad (24)$$

вследствие чего выражения для напряжений примут вид:

$$\sigma_s = \frac{E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{N}_s}{\bar{h}} \mp \frac{6E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{M}_s}{\bar{h}^2}; \quad \sigma_\alpha = \frac{E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{N}_\alpha}{\bar{h}} \mp \frac{6E\delta}{(1-\nu^2)R} \frac{\bar{M}_\alpha}{\bar{h}^2}. \quad (25)$$

Решение краевой задачи термоупругости для конических дисков

К решению краевой задачи для системы разрешающих уравнений (21) применяется модифицированный метод последовательных приближений в смещенных полиномах Чебышева [15], в котором для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша [16].

Исходную систему разрешающих уравнений (21), представим в нормальной форме Коши:

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{v=1}^s B_{v,m} X_v + f_m \quad (m = 1, 2, \dots, 6). \quad (26)$$

В соответствии с методом переменные коэффициенты $B_{v,m}$ и свободные члены f_m представлены через смещенные полиномы Чебышева:

$$B_{v,m} = \sum_{r=0}^q b_{v,m,r} \cdot d_r^{-1} \sum_{k=0}^r a_k T_k^*(\xi); \quad f_m = \sum_{r=0}^q f_{m,r} (d_r \cdot r!)^{-1} \sum_{k=0}^r a_k T_k^*(\xi). \quad (27)$$

Здесь q – степень интерполяционного полинома; a_k – коэффициенты разложения ξ^r в ряд по многочленам Чебышева. В выражениях (27) $d_r = 1$ для $r = 0$ и $d_r = 2^{2r-1}$ для остальных r .

Общее решение системы уравнений (26) имеет вид:

$$X_m = \sum_{\mu=1}^s C_\mu \left[d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi) \delta + \sum_{n=1}^{\infty} X_{m,\mu,n} \right] + \sum_{j=0}^q t_{m,j,0} [d_{j+1} (j+1)!]^{-1} \sum_{k=0}^{j+1} a_k T_k^*(\xi) + \sum_{n=2}^{\infty} X_{m,n}, \quad (28)$$

где $t_{m,j,0} = f_{m,r}$ при $j = r$; μ – номер фундаментальной функции; C_μ – постоянные интегрирования. В решении (28) будет $\delta = 1$ если $m = \mu$ и $\delta = 0$ для остальных μ .

Первое приближение $X_{m,\mu,1}$ получается из подстановки нулевого приближения в правую часть однородной системы: $d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi) \delta$ подставляем в

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{v=1}^s B_{v,m} X_v.$$

Последующие приближения осуществляются по формулам:

$$X_{m,\mu,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,\mu,n} [d_{n+j-1} (n+j-1)!]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi);$$

$$X_{m,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,n,j} [d_{n+j-1} (n+j-1)!]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi), \quad (29)$$

где $\beta = n (q + 3) - 2$.

Коэффициенты $t_{m,\mu,n,j}$ и $t_{m,n,j}$ определяются через коэффициенты предыдущего приближения по рекуррентным формулам:

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{v=1}^s \sum_{r=0}^q b_{v,m,r} \cdot t_{v,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^r (n+j-1-\gamma);$$

$$t_{m,n,j} = \sum_{v=1}^s \sum_{r=0}^q b_{v,m,r} \cdot t_{v,n-1,j-r} (n+j)^{-1} \prod_{\gamma=0}^r (n+j-\gamma).$$
(30)

Постоянные интегрирования C_μ , входящие в общее решение системы уравнений (28), находятся из граничных условий краях диска $s = 0$ и $s = s_2$.

Пример расчета. Как уже отмечалось ранее, для вновь полученных уравнений термоупругости конических дисков важное значение имеет вопрос точности и области применимости самих уравнений. В связи с этим очень важно сравнить решения, получаемые с помощью новых уравнений и известными точными решениями, с тем, чтобы выявить величину погрешности, вносимую теми или иными допущениями.

В качестве примера рассмотрим осесимметричную задачу термоупругости для конического диска линейно-переменной толщины под воздействием стационарного температурного поля. Для данной задачи известно точное решение, полученное в гипергеометрических функциях [17].

Таблица 1. Результаты расчета конического диска и сравнения с точным решением [17].

χ	$wh_0(\varepsilon_2 l_0^4)^{-1}$ при $x = 0,9$		$\sigma_\theta(\varepsilon_2 l_0^2 E)^{-1}$ при $x = 0,9$		$\sigma_l(\varepsilon_2 l_0^2 E)^{-1}$ при $x = 0,2$	
	Авторы	Точное решение [17]	Авторы	Точное решение [17]	Авторы	Точное решение [17]
0,0	0,0	0,0	-0,4432	-0,440	0,0708	0,071
0,5	0,0884	0,089	-0,4375	-0,0433	0,1796	0,181
2,0	0,1329	0,134	-0,2354	-0,233	0,2355	0,233
5,0	0,0826	0,083	-0,1027	-0,101	0,1024	0,101

Толщина диска изменяется по закону $h = h_0(1-x)$, где $x = l/l_0$ – безразмерная меридиональная координата. При расчетах принималось: $\varepsilon_T = \varepsilon_0 + \varepsilon_2 l^2$. Граничные условия рассматриваются следующие: наружный контур диска считается свободным от внешней нагрузки, а внутренний – жестко заделанным.

Рассматривался конический диск при значениях геометрического параметра $\chi = l_0 h_0^{-1} \operatorname{ctg} \alpha = 0,5; 2; 5$, отвечающих при $l_0/h_0 = 10$ соответственно углам $\alpha = 0,4841\pi; 0,4321\pi; 0,3524\pi$. Длина меридиана, соответствующая наружному контуру, принималась равной $l_2 = 0,9l_0$.

В таблице 1 приводятся значения напряжений $\bar{\sigma}_l$, $\bar{\sigma}_\theta$ и перемещений W , полученных при интегрировании системы уравнений для конических дис-

ков и результаты точного решения [17]. Как следует из анализа результатов расчетов совпадение почти полное, отличие наблюдается в третьем знаке.

Заключение

В настоящей работе изложена общая теория радиальных турбодетандеров реактивного типа (термодинамика, гидродинамика, прочность, термоупругость). Разработана методика расчета гидродинамического давления жидкости при обтекании потенциальным потоком жидкости решетки профилей. Решение задачи основано на использовании уравнения Фредгольма 2-го рода с непрерывным ядром относительно потенциала скорости абсолютного течения.

Рассматривается прочность рабочих лопаток рабочих колес турбодетандеров. Для решения задачи используется уравнение Маргерра в частных производных относительно прогиба и функции напряжений.

Решение задачи термоупругости конических дисков радиальных турбодетандеров основано на полученных проф. В.А.Пухлий нелинейных уравнениях относительно деформационных приращений радиальной и осевой координат срединной поверхности диска и интегрировании полученной системы уравнений модифицированным методом последовательных приближений в смещенных полиномах Чебышева, разработанным проф. В.А.Пухлий и изложенным им в академической печати [10-12, 20].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
2. Пухлий В.А. Термодинамика. Дополнительные главы. Учебное пособие. – Севастополь: Изд-во «Черкасский ЦНТЭИ», 2009. – 523 с.
3. Капица П.Л. Турбодетандер для получения низких температур и его применение для очищения воздуха. – ЖТФ, том 9, вып.2 1939, с.99-123.
4. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашинны радиального типа. – М.:Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 1998. – 624 с.
5. Pukhliy V.A. Fluid flow pressure effect on stresses in centrifugal turbine-fan impeller blades. – Proc. 5-th Conf. Fluid Mach. Vol.2, 1975. – Budapest: Akad. Kiado, p.869-879.
6. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. – М.: Изд-во «Наука», 1965.
7. Лукашевич В.А. Интегральные уравнения для расчета плоских круговых вращающихся решеток, составленных из произвольных профилей. – Труды ВНИИГидромаша, вып.35, 1965, с.89-109.

8. Пухлий В.А., Мирошниченко С.Т., Журавлев А.А. Расчет рабочих лопаток турбодетандеров реактивного типа. – Теория механизмов и машин (ТММ), 2016, том 14, №4(32), с.194-201.
9. Дородницын А.А. Об одном методе решения уравнений ламинарного пограничного слоя. – Журн. приклад. матем. и техн. физики, 1960, №3, С.111-118.
10. Пухлий В.А. Метод аналитического решения двумерных краевых задач для систем эллиптических уравнений. – Журн. вычислит. матем. и матем. физики. 1978, том 18, №5, С.1275-1282.
11. Пухлий В.А. Об одном подходе к решению краевых задач математической физики. - Дифференциальные уравнения, 1979, том 15, №11, С.2039-2043.
12. Пухлий В.А. Решение начально-краевых задач математической физики модифицированным методом последовательных приближений. – Обзорение прикладной и промышленной математики, том 22, вып.4, 2015, С.493-495.
13. Пухлий В.А., Мирошниченко С.Т., Журавлев А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния рабочих колес турбодетандеров. – Энергетические установки и технологии: научн. журнал. – Севастополь: ФГАОУ ВО СевГУ, 2016, том 2, №2, с.22-31.
14. Пухлий В.А. К расчету сопряженных оболочек переменной жесткости. – Прикладная механика, 1989, то 25, №11, с.31-37.
15. Пухлий В.А. Решение задачи об изгибе косоугольной в плане цилиндрической трехслойной панели модифицированным методом последовательных приближений. – Прикладная механика, 1989, том 22, №10, с.62-67.
16. Ланцош К. Практические методы прикладного анализа. – М.: Физматгиз, 1961. – 524 с.
17. Коваленко А.Д., Григоренко Я.М., Ильин Л.А. Теория тонких конических оболочек и ее приложение в машиностроении. – Киев: Изд-во АН УССР, 1963. – 287 с.
18. Пухлий В.А. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей машин и механизмов из анизотропных материалов. – Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Международной научно-практической конференции. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 510-520.
19. Пухлий В.А., Мирошниченко С.Т., Пухлий К.В. Расчет температурных полей и напряжений в дисках турбомашин произвольного профиля. – Теория механизмов и машин, том 15 №1(33), 2017, с. 17-24.
20. Пухлий В.А. Об ускорении сходимости решения в модифицированном методе последовательных приближений. – Обзорение прикладной и промышленной математики, 2016, том 23, вып.4, с.381-383.

V.A.Pukhliy¹, S.T.Miroshnichenko¹, A. A. Zhuravlev¹, I.J.Sofijsky¹,
P.V.Pukhliy²

HYDRODYNAMICS AND THERMOELASTICITY EXPANSION TURBINES OF JET TYPE

¹Sevastopol state University, Russia
²Aeroteks Enterprise, Russia

Abstract

The general theory radial expansion turbines of jet type (thermodynamics, hydrodynamics, durability, thermoelasticity) is considered. For the decision of a hydrodynamic problem integrated equation Fredgolms of the second sort with a continuous kernel concerning potential speed of an absolute current is used.

Durability of working shovels of wheels expansion turbines is considered. For the problem decision equation Marguerres of a relative deflection and pressure function is used. The decision of a problem of thermoelasticity for conic disks is based on V.A.Pukhliy received prof. the equations for conic disks concerning deformation increments of radial and axial co-ordinates of a median surface of a disk and integration of the received system of the equations modified by a method consecutive approaches V.A.Pukhliy.

Key words: expansion turbines of jet type, hydrodynamics, thermodynamics, thermoelasticity of driving wheels

REFERENCES

- [1] Kirillin V. A, Sychev V.V., Sheindlin A.E. Technical thermodynamics. - M: Publishing house "Energoatom", 1983. - 416 p.
- [2] Pukhliy V. A. Thermodynamics. Additional heads. The manual. - Sevastopol: Publishing house «Cherkassk ЦНТЭИ», 2009. - 523 p.
- [3] Kapitsa P. L. Expansion turbine for reception of low temperatures and its application for air clarification. - ЖТФ, volume 9, release 2 1939, p.99-123.
- [4] Yepifanova V. I. Compressor and broad expansion turbines of radial type. - M.:Publishing MGTU of N.E.Baumana, 1998. - 624 p.
- [5] Pukhliy V.A. Fluid flow pressure effect on stresses in centrifugal turbine-fan impeller blades. - Proc. 5-th Conf. Fluid Mach. Vol.2, 1975. - Budapest: Akad. Kiado, p.869-879.
- [6] Lavrentev M. A, Shabat B.V. Method of the theory of functions of the complex variable. - M: Publishing house "Science", 1965.

- [7] Lukashevich V. A. The integrated equations for calculation of the flat circular rotating lattices made of any profiles. - Works VNIIGidromash, release 35, 1965.
- [8] Pukhliy V. A, Miroshnichenko S.T., Zhuravlyov A.A. Calculation of working shovels expansion turbines of jet type. - The theory of mechanisms and cars (TMM), 2016, volume 14, №4 (32), p.194-201.
- [9] Dorodnicyn A.A. About one method of the decision of the equations of a laminar interface. - Journ. Appl. mathem. and techn. physics, 1960, №3, p.111-118.
- [10] Pukhliy V. A. A method of the analytical solution of two-dimensional regional problems for systems of the elliptic equations. - Journ. calculate. mathem. and mathem. physics. 1978, volume 18, №5, p.1275-1282.
- [11] Pukhliy V. A. About one approach to the solution of boundary value problems of mathematical physics. - The Differential equations, 1979, volume 15, №11, p.2039-2043.
- [12] Pukhliy V. A. Solution of initial boundary problems of mathematical physics the modified method consecutive approaches. - Review of applied and industrial mathematics, volume 22, release.4, 2015, p.493-495.
- [13] Pukhliy V. A, Miroshnichenko S.T., Zhuravlyov A.A. Study of stress-strain state of impellers expanders. - Scientific magazine "Power plants and technologies", vol. 2, №2, p.22-31.
- [14] Pukhliy V. A. To solution of the involving shells of variable rigidity. - Applied mechanics, 1989, vol.25, №11, p.31-37.
- [15] Pukhliy V. A. Bending solution of the problem of nonrectangular in terms of cylindrical sandwich panels are modified by the method successive approaches. - Applied mechanics, 1989, volume 22, №10, p.62-67.
- [16] Lanczos K. Praktical methods of the applied analysis. - M: Fizmatgis, 1961. - 524 p.
- [17] Kovalenko A.D., Grigorenko J.M., Ilyin L.A. Theory of thin conic shells and its appendix in mechanical engineering. - Kiev: Publishing house AN USSR, 1963. - 287 p.
- [18] Pukhliy V. A. Calculation of the is intense-deformed state of details of cars and mechanisms from anisotropic materials. - Modern mechanical engineering. Materials of 5th International scientifically-practical conference.- SPb.: Publishing house Politehn. Un-y, 2016.- pp.510-520.
- [19] Pukhliy V.A., Miroshnichenko S.T., Pukhliy K.V. Calculation of temperature fields and pressure in disks of turbomachines of any profile. – The Theory of mechanisms and Machines, vol. 15, №1(33), 2017, p. 17-24.
- [20] Pukhliy V. A. About acceleration descend pave decisions in the modified method consecutive approaches. - Review of applied and industrial mathematics, 2016, vol. 23, rel.4, pp.381-383.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РАБОЧЕГО МЕХАНИЗМА ЭКСКАВАТОРА



¹ Юрий Алексеевич Семенов,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.; (812)345-1622, E-mail: tmm-semenov@mail.ru



² Надежда Сергеевна Семенова,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.; (812)345-1622, E-mail: tmm-nss@yandex.ru

Аннотация

Наиболее распространенным видом землеройных машин являются одноковшовые экскаваторы. Работа экскаватора производится периодически повторяющимися циклами, каждый из которых включает в себя подъем наполненного ковша, поворот к его месту разгрузки, отвал грунта, обратный поворот и опускание пустого ковша.

Основными элементами рабочего механизма экскаватора являются стрела, рукоять, ковш и звенья их поворота. В статье рассмотрен структурный и геометрический анализ механизма. Исследована кинематика механизма и дан его силовой расчет.

Ключевые слова: экскаватор, стрела, ковш, гидроцилиндры, инверсная структура.

Введение

Работа экскаватора производится периодически повторяющимися циклами, каждый из которых включает в себя подъем наполненного ковша, поворот к его месту разгрузки, отвал грунта, обратный поворот и опускание пустого ковша.

Основными элементами рабочего механизма экскаватора (рис. 1) являются стрела 3, рукоять (плечо) 6, ковш 11 и механизмы поворота: стрелы 1 и 2, рукояти 4 и 5, ковша 7 и 8, а также 9,10.

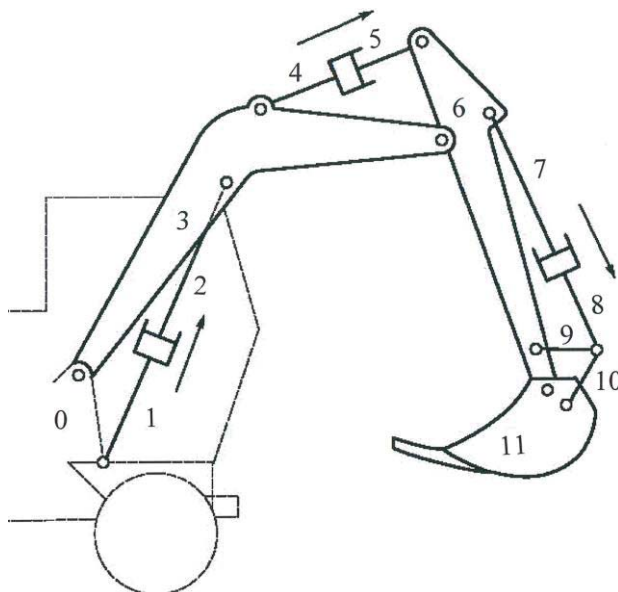


Рис. 1

Механизмы поворота звеньев экскаватора состоят в основном из двух подвижных звеньев, образующих входную пару; конструктивно механизмы выполняются в виде цилиндра и поршня [1 – 8].

1. Структурный анализ экскаватора

Поскольку любой нормальный механизм может быть образован путем последовательного присоединения к стойке структурных групп, то возможно и разделение механизма на отдельные структурные группы. Такая структурная декомпозиция механизма значительно упрощает его геометрическое, кинематическое и динамическое исследование, поскольку структурные группы, как правило, описываются независимыми системами соответствующих уравнений меньшего порядка.

Структурный анализ механизма начинается с составления структурной или кинематической схемы. При этом подсчитывается число

N подвижных звеньев и число $P = \sum_{s=1}^5 p_s$ кинематических пар, входящих в состав механизма. Далее определяется подвижность s каждой кинематической пары и суммарное число $S = \sum_{s=1}^5 sp_s$ подвижностей всех кинематических пар механизма.

С помощью полученных числовых параметров N , P и S кинематической схемы можно найти число w степеней подвижности пространственного механизма:

$$w = 6N - \sum_{s=1}^5 (6-s)p_s = \sum_{s=1}^5 sp_s - 6\left(\sum_{s=1}^5 p_s - N\right) = S - 6(P - N).$$

Аналогично для плоского механизма имеем

$$w = S - 3(P - N).$$

Рабочий механизм экскаватора будем рассматривать как плоский механизм; пространственное перемещение определяется только поворотом рабочего механизма вокруг вертикальной оси. Для плоского рабочего механизма (см. рис. 1) имеем $N = 11$, $P = S = 15$. Следовательно, $w = 3$, т.е. рабочий механизм является трехподвижным.

Следующим этапом структурного анализа механизма является выделение в нем структурных групп, т.е. нормальных кинематических цепей (Π), удовлетворяющих условию

$$n_{\Pi} = w_{\Pi} = S_{\Pi} - 3(P_{\Pi} - N_{\Pi}),$$

где n_{Π} – число входов (двигателей) цепи.

Решение этой задачи можно осуществить с помощью графов. В графе механизма вершины соответствуют звеньям, а ребра – кинематическим парам. При этом число ребер, соединяющих смежные вершины, равно подвижности соответствующей кинематической пары. Утолщенными линиями на графе отмечают корневые ребра, соответствующие входным кинематическим парам.

На рис. 2 показан граф рабочего механизма экскаватора.

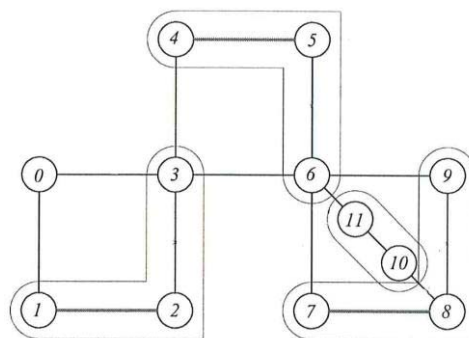


Рис. 2

Укажем на числовой признак подграфа, соответствующий плоской структурной группе: разность между суммарным числом S_{Π} ребер подграфа и числом n_{Π} корневых (утолщенных) ребер, равная числу некорневых (тонких) ребер, кратна трем для плоского механизма. Из рисунка видно, что рабочий механизм экскаватора образован четырьмя структурными группами. Образование механизма можно представить его структурным графом, на котором вершины соответствуют структурным группам, а ребра – соединениям этих групп. Внутри вершин указывается количество звеньев и входов группы. Таким образом, рабочий механизм экскаватора образован путем последовательного присоединения к стойке трех одноподвижных трехзвенных групп и группы Асура (рис. 3) [9].

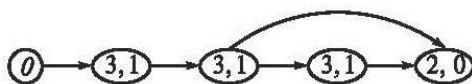


Рис. 3

2. Геометрический анализ экскаватора

Целью геометрического анализа является определение функций положения механизма – зависимостей выходных координат, характеризующих положения его звеньев от заданных входных координат. За обобщенные (входные) координаты в трех механизмах поворота принимаются перемещения q_i ($i = 1, 2, 3$) поршней относительно цилиндров.

Для определения выходных координат путем условного размыкания некоторых кинематических пар замкнутую кинематическую цепь рабочего механизма приведем к открытым кинематическим цепям типа «дерево» (рис. 4). Таким образом, выходными координатами будут углы $\varphi_1, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_9, \varphi_{10}, \varphi_{11}$, характеризующие положения звеньев относительно стойки.

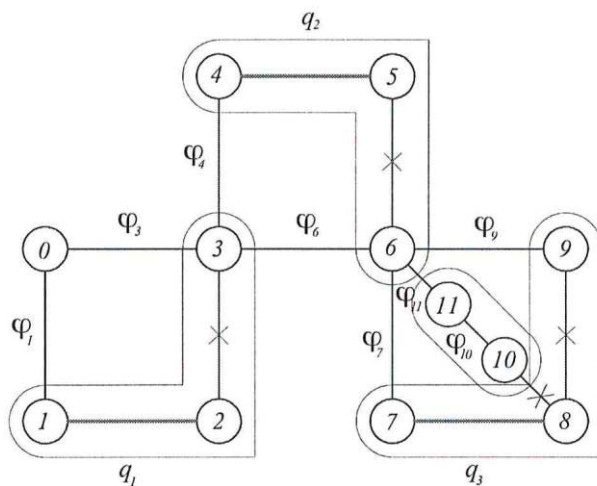


Рис. 4

Геометрический анализ заключается в определении углов $\varphi_1, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_9, \varphi_{10}, \varphi_{11}$ по заданным относительным движениям q_1, q_2, q_3 звеньев, образующих входные пары.

Решим задачу о положении стрелы 3 [10]. При проецировании векторного уравнения $\overline{AC} = \overline{AD} + \overline{DC}$ на оси координат (рис. 5) получаем два тригонометрических уравнения

$$(1) \quad \left. \begin{aligned} (AB_1 + q_1 + B_2C) \cos \varphi_1 &= x_D - x_A + DC \cos \varphi_3, \\ (AB_1 + q_1 + B_2C) \sin \varphi_1 &= y_D - y_A + DC \sin \varphi_3 \end{aligned} \right\}$$

с двумя неизвестными φ_1 и φ_3 .

Уравнения (1) перепишем в виде

$$(2) \quad \left. \begin{aligned} (AB_1 + q_1 + B_2C) \cos \varphi_1 - DC \cos \varphi_3 &= x_D - x_A, \\ (AB_1 + q_1 + B_2C) \sin \varphi_1 - DC \sin \varphi_3 &= y_D - y_A. \end{aligned} \right\}$$

Если обе части уравнений (2) возвести в квадрат и сложить их, то можно определить

$$\cos(\varphi_1 - \varphi_3) = \frac{(AB_1 + q_1 + B_2C)^2 + DC^2 - (x_D - x_A)^2 - (y_D - y_A)^2}{2(AB_1 + q_1 + B_2C) \cdot DC};$$

$$\sin(\varphi_1 - \varphi_3) = \sqrt{1 - \cos^2(\varphi_1 - \varphi_3)}, \quad \text{т.е. } \varphi_{13} = \varphi_1 - \varphi_3.$$

Найденный относительный угол φ_{13} позволяет из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} (AB_1 + q_1 + B_2C - DC \cos \varphi_{13}) \cos \varphi_1 - DC \sin \varphi_{13} \sin \varphi_1 &= x_D - x_A, \\ DC \sin \varphi_{13} \cos \varphi_1 + (AB_1 + q_1 + B_2C - DC \cos \varphi_{13}) \sin \varphi_1 &= y_D - y_A \end{aligned} \right\}$$

определить по правилу Крамера

$$\cos \varphi_1 = \frac{(x_D - x_A)(AB_1 + q_1 + B_2C - DC \cos \varphi_{13}) + (y_D - y_A)DC \sin \varphi_{13}}{(AB_1 + q_1 + B_2C - DC \cos \varphi_{13})^2 + (DC \sin \varphi_{13})^2};$$

$$\sin \varphi_1 = \frac{(y_D - y_A)(AB_1 + q_1 + B_2C - DC \cos \varphi_{13}) - (x_D - x_A)DC \sin \varphi_{13}}{(AB_1 + q_1 + B_2C - DC \cos \varphi_{13})^2 + (DC \sin \varphi_{13})^2},$$

т.е. угол φ_1 и угол $\varphi_3 = \varphi_1 - \varphi_{13}$.

Аналогические уравнения геометрического анализа запишем для остальных одноподвижных трехзвенных групп :

$$(3) \quad \left. \begin{aligned} (EF_4 + q_2 + F_5G) \cos \varphi_4 - HG \cos \varphi_6 &= x_H - x_E, \\ (EF_4 + q_2 + F_5G) \sin \varphi_4 - HG \sin \varphi_6 &= y_H - y_E, \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} (IJ_7 + q_3 + J_8K) \cos \varphi_7 - LK \cos \varphi_9 &= x_N - x_I, \\ (IJ_7 + q_3 + J_8K) \sin \varphi_7 - LK \sin \varphi_9 &= y_N - y_I, \end{aligned} \right\}$$

где

$$\begin{aligned} x_H &= x_C + CH \cos(\varphi_3 - \beta_3), & x_E &= x_D + DE \cos(\alpha_3 + \varphi_3), \\ y_H &= y_C + CH \sin(\varphi_3 - \beta_3), & y_E &= y_D + DE \sin(\alpha_3 + \varphi_3), \\ x_N &= x_H - HL \cos(\varphi_6 + \beta_6), & x_I &= x_G - GI \cos(\varphi_6 + \alpha_6), \\ y_N &= y_H - HL \sin(\varphi_6 + \beta_6), & y_I &= y_G - GI \sin(\varphi_6 + \alpha_6), \end{aligned}$$

(4)

$$\begin{aligned} x_C &= x_A + (AB_1 + q_1 + B_2C) \cos \varphi_1, & y_C &= y_A + (AB_1 + q_1 + B_2C) \sin \varphi_1, \\ x_G &= x_E + (EF_4 + q_2 + F_5G) \cos \varphi_4, & y_G &= y_E + (EF_4 + q_2 + F_5G) \sin \varphi_4. \end{aligned}$$

(5)

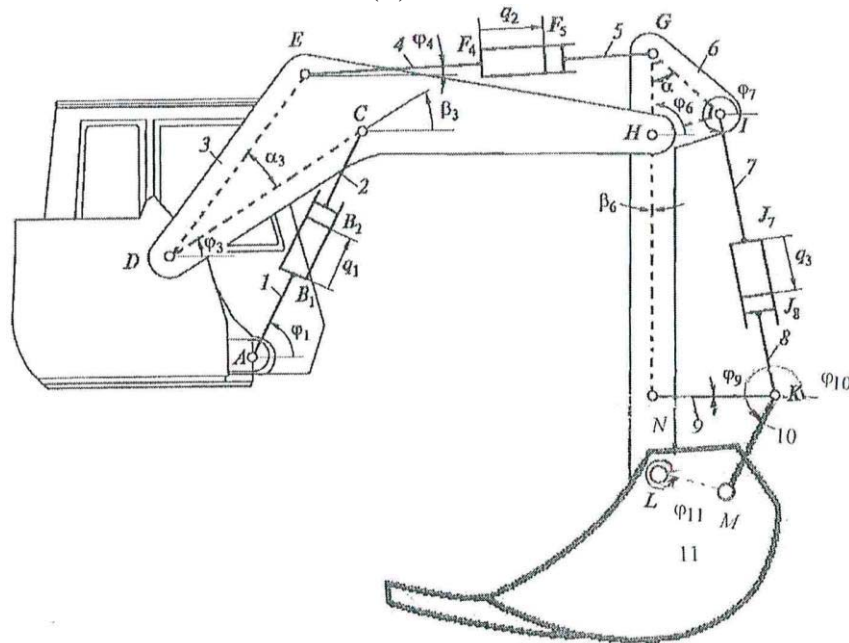


Рис. 5

По аналогичному выше алгоритму найдем углы поворота звеньев $\varphi_4, \varphi_6, \varphi_7, \varphi_9$.

Из геометрических уравнений группы Асура (звено 10 и ковш 11):

$$\left. \begin{aligned} LM \cos \varphi_{11} - KM \cos \varphi_{10} &= x_K - x_L, \\ LM \sin \varphi_{11} - KM \sin \varphi_{10} &= y_K - y_L. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

определим углы φ_{10} и φ_{11} . Здесь

$$\begin{aligned} x_L &= x_H + HL \cos(\varphi_6 + \beta_6), & x_K &= x_I + (IJ_7 + q_3 + J_8K) \cos \varphi_7, \\ y_L &= y_H + HL \sin(\varphi_6 + \beta_6), & y_K &= y_I + (IJ_7 + q_3 + J_8K) \sin \varphi_7. \end{aligned}$$

Декартовы координаты полюса ковша («обратная лопата»):

$$x_M = x_L + LM \cos \varphi_{11}, \quad y_M = y_L + LM \sin \varphi_{11}.$$

На рис. 6 показана траектория полюса схвата.

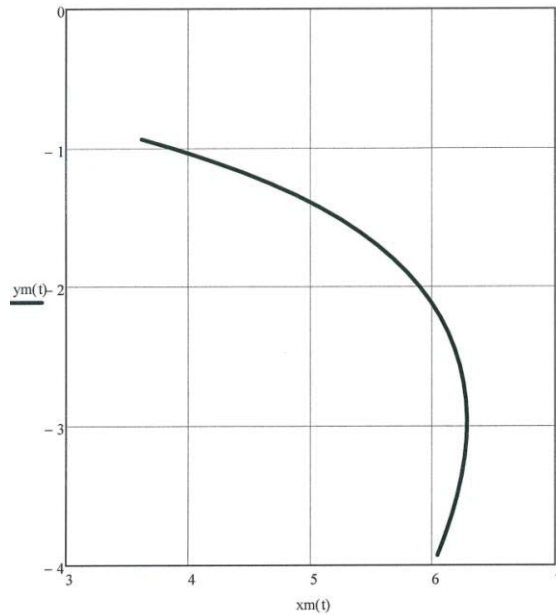


Рис. 6

3. Выбор законов программного движения

Программные законы движения $q_i(t)$ ($i = 1, 2, 3$) должны исключать возможность нарушения непрерывности функций положения и их первых производных. При этом достаточно общей оказывается трехпериодная структура интервала движения, при которой относительное перемещение звеньев рассматривается как совокупность трех участков: разбега ($0 - t_1$), равномерного движения ($t_2 - t_1$) и выбега ($t_3 - t_2$).

Примем для механизма поворота стрелы прямоугольный или равноускоренный закон движения (рис. 7). Составим выражение для изменения скорости:

$$\dot{q}_1(t) = \frac{h_1}{t_1} t \eta(t) - \frac{h_1}{t_1} (t - t_1) \eta(t - t_1) - \frac{h_1}{t_1} (t - t_2) \eta(t - t_2),$$

(7) где введена единичная функция $\eta(t - t_i)$.

Для определения перемещения проинтегрируем функцию (7):

$$q_1(t) = \frac{h_1}{t_1} \frac{t^2}{2} \eta(t) - \frac{h_1}{t_1} \frac{(t - t_1)^2}{2} \eta(t - t_1) - \frac{h_1}{t_1} \frac{(t - t_2)^2}{2} \eta(t - t_2) + C.$$

Из начального условия $q_1(0) = 0 + C = 0$ определим $C = 0$. Из граничного условия $q_1(t_3) = q_{1 \max}$ найдем амплитуду перемещения

$$h_1 = \frac{2q_{1 \max} \cdot t_1}{t_3^2 - (t_3 - t_1)^2 - (t_3 - t_2)^2}.$$

Из условия существования механизма поворота стрелы следует

$$q_{1 \min} < q_1(t) < q_{1 \max},$$

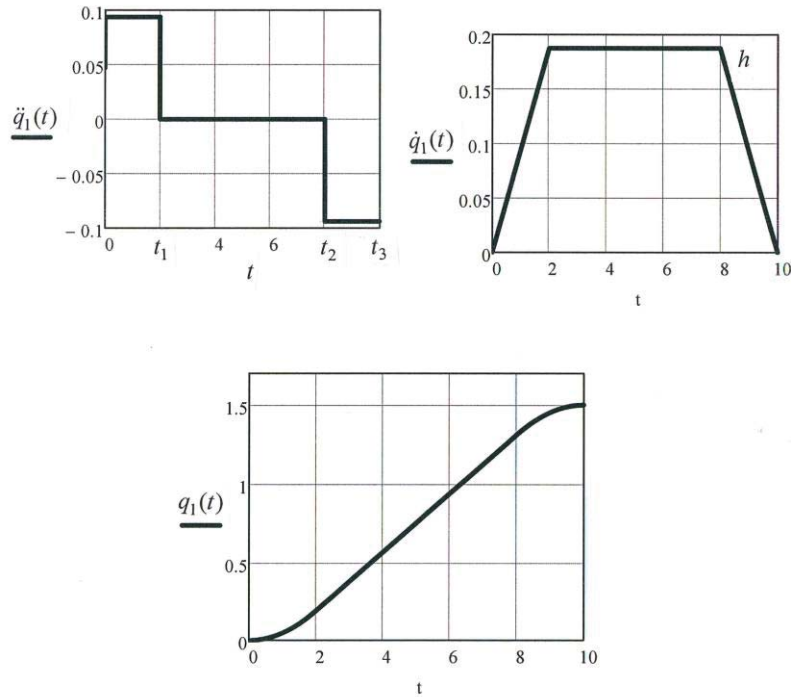


Рис. 7

где

$$q_{1\min} = -(AB_1 + B_2C) - |AD - DC|,$$

$$q_{1\max} = AD + DC - (AB_1 + B_2C)$$

Для определения ускорения продифференцируем по времени функцию (7):

$$\ddot{q}_1(t) = \frac{h_1}{t_1} \eta(t) - \frac{h_1}{t_1} \eta(t - t_1) - \frac{h_1}{t_1} \eta(t - t_2).$$

Аналогичные законы движения примем для механизмов поворота рукоятки и ковша.

Недостатком прямоугольного закона является скачкообразное изменение функции $\ddot{q}_1(t)$ (мягкий удар), приводящее к нежелательным динамическим эффектам. В этом смысле более удачными являются косинусоидальный (синусоидальный) или полиномиальные законы движения.

4. Обратная задача геометрического анализа

Обратная геометрическая задача формулируется следующим образом: по двум известным декартовым координатам полюса ковша, например, $x_L(t)$ и $y_L(t)$ требуется определить две входные координаты $q_1(t)$ и $q_2(t)$. Для этого необходимо «заморозить» координату q_3 , а это значит, что углы $\varphi_7, \varphi_9, \varphi_{10}, \varphi_{11}$ не будут изменяться во времени.

Поскольку число входов ($n = 2$) совпадает с числом выходных координат ($m = 2$), то обратную задачу проще решить с помощью

инверсной структуры механизма, при которой входы и выходы меняются местами. Построим граф инверсной структуры (рис. 8). Здесь утолщенными линиями показаны известные координаты $x_L(t)$ и $y_L(t)$. Далее разобьем граф механизма на подграфы, соответствующие новым структурным группам (число тонких линий кратно трем). Граф разбился на три структурные группы: 6-3, 1-2,4-5 [13].

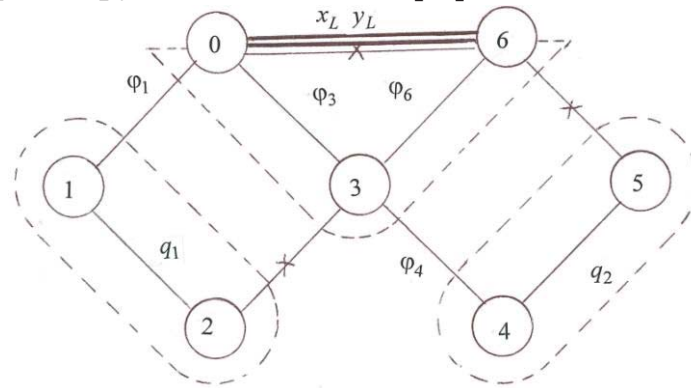


Рис. 8

Из геометрических уравнений структурной группы 6-3:

$$\left. \begin{aligned} DH \cos \varphi_3^* + HL \cos \varphi_6 &= x_L, \\ DH \sin \varphi_3^* + HL \sin \varphi_6 &= y_L \end{aligned} \right\}$$

найдем по правилу Крамера углы $\varphi_3 = \varphi_3^* + \alpha$ и φ_6 ,

где
$$\alpha = \angle CDH = \arccos \left(\frac{DC^2 + HD^2 - CH^2}{2DC \cdot HD} \right).$$

Левые и правые части геометрических уравнений группы 1-2:

$$\left. \begin{aligned} (AB_1 + q_1 + B_2C) \cos \varphi_1 - DC \cos \varphi_3 &= x_D - x_A, \\ (AB_1 + q_1 + B_2C) \sin \varphi_1 - DC \sin \varphi_3 &= y_D - y_A \end{aligned} \right\}$$

возведем в квадрат и сложим их, отсюда найдем

$$q_1 = \sqrt{(x_D - x_A + DC \cos \varphi_3)^2 + (y_D - y_A + DC \sin \varphi_3)^2} - AB_1 - B_2C,$$

$$\cos \varphi_1 = \frac{x_D - x_A + DC \cos \varphi_3}{AB_1 + q_1 + B_2C}, \quad \sin \varphi_1 = \frac{y_D - y_A + DC \sin \varphi_3}{AB_1 + q_1 + B_2C}.$$

Аналогично из системы уравнений группы 4-5:

$$\left. \begin{aligned} (EF_4 + q_2 + F_5G) \cos \varphi_4 - HG \cos \varphi_6 &= x_H - x_E, \\ (EF_4 + q_2 + F_5G) \sin \varphi_4 - HG \sin \varphi_6 &= y_H - y_E \end{aligned} \right\}$$

определим

$$q_2 = \sqrt{(x_H - x_E + HG \cos \varphi_6)^2 + (y_H - y_E + HG \sin \varphi_6)^2} - EF_4 - F_5G,$$

$$\cos \varphi_4 = \frac{x_H - x_E + HG \cos \varphi_6}{EF_4 + q_2 + F_5G}, \quad \sin \varphi_4 = \frac{y_H - y_E + HG \sin \varphi_6}{EF_4 + q_2 + F_5G}.$$

5. Кинематический анализ экскаватора

Целью кинематического анализа является определение скоростей и ускорений звеньев экскаватора. Продифференцируем по времени групповые уравнения (2):

$$(8) \quad \left. \begin{aligned} (AB_1 + q_1 + B_2C)\sin\varphi_1\dot{\varphi}_1 - DC\sin\varphi_3\dot{\varphi}_3 &= \dot{q}_1 \cos\varphi_1, \\ (AB_1 + q_1 + B_2C)\cos\varphi_1\dot{\varphi}_1 + DC\cos\varphi_3\dot{\varphi}_3 &= \dot{q}_1 \sin\varphi_1, \end{aligned} \right\}$$

откуда определим

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{\dot{q}_1}{(AB_1 + q_1 + B_2C)\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varphi_3)}; \quad \dot{\varphi}_3 = \frac{\dot{q}_1}{DC\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}.$$

Дифференцируя (8) по времени, получим систему линейных уравнений

$$\left. \begin{aligned} (AB_1 + q_1 + B_2C)\sin\varphi_1\ddot{\varphi}_1 - DC\sin\varphi_3\ddot{\varphi}_3 &= M_1, \\ -(AB_1 + q_1 + B_2C)\cos\varphi_1\ddot{\varphi}_1 + DC\cos\varphi_3\ddot{\varphi}_3 &= M_2, \end{aligned} \right\}$$

где

$$M_1 = -2\dot{q}_1\dot{\varphi}_1\sin\varphi_1 - (AB_1 + q_1 + B_2C)\cos\varphi_1\dot{\varphi}_1^2 + DC\cos\varphi_3\dot{\varphi}_3^2 + \ddot{q}_1\cos\varphi_1,$$

$$M_2 = 2\dot{q}_1\dot{\varphi}_1\cos\varphi_1 - (AB_1 + q_1 + B_2C)\sin\varphi_1\dot{\varphi}_1^2 + DC\sin\varphi_3\dot{\varphi}_3^2 + \ddot{q}_1\sin\varphi_1,$$

откуда найдем

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{M_1\cos\varphi_3 + M_2\sin\varphi_3}{(AB_1 + q_1 + B_2C)\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}; \quad \ddot{\varphi}_3 = \frac{M_2\sin\varphi_1 + M_1\cos\varphi_1}{DC\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}.$$

Аналогично продифференцируем уравнения геометрического анализа для других структурных групп. По известным размерам звеньев экскаватора и по знакам скоростей входных пар несложно определить максимальную глубину копания и максимальную высоту выгрузки ковша.

6. Силовой анализ экскаватора

Определение движущих сил и реакций в кинематических парах производится с помощью уравнений кинестатики в направлении,

обратном образовании экскаватора. Уравнения кинестатики для звеньев 10 и 11 (рис. 9) запишутся в виде:

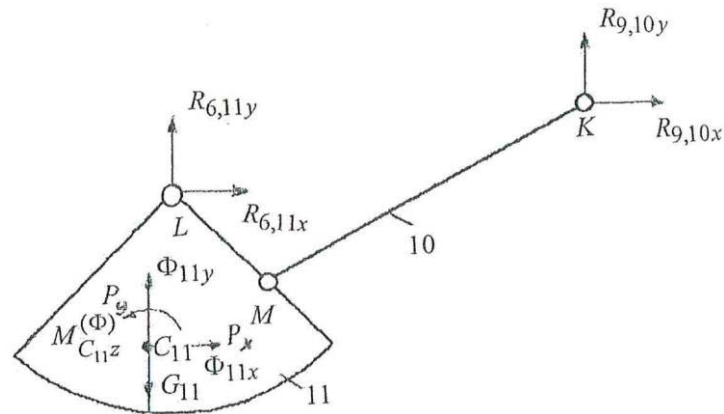


Рис. 9

$$R_{6,11x} + R_{9,10x} + \Phi_{11x} + P_x = 0;$$

$$R_{6,11y} + R_{9,10y} + \Phi_{11y} - G_{11} + P_y = 0;$$

$$- R_{6,11y}(x_M - x_L) - R_{6,11x}(y_L - y_M) - (\Phi_{11y} - G_{11} + P_y)(x_M - x_{C_{11}}) +$$

$$+ (\Phi_{11x} + P_x)(y_M - y_{C_{11}}) + M_{C_{11}z}^{(\Phi)} = 0; R_{9,10y}(x_K - x_M) - R_{9,10x}(y_K - y_M) = 0.$$

Здесь R_{ij} – реакция связи со стороны i -го звена j -ое, Φ_i – сила инерции, G_i – сила тяжести, P_x, P_y – компоненты рабочей нагрузки, приведенные к центру масс ковша.

Гидравлическими одноковшовыми экскаваторами, оборудованными обратной лопатой, грунт копают: поворотом рукояти (при неподвижной стреле) или поворотом ковша (при неподвижных стреле и рукояти) или смешанным образом.

Примем усилие на режущей кромке ковша, которое меняется по закону, показанному на рис. 10

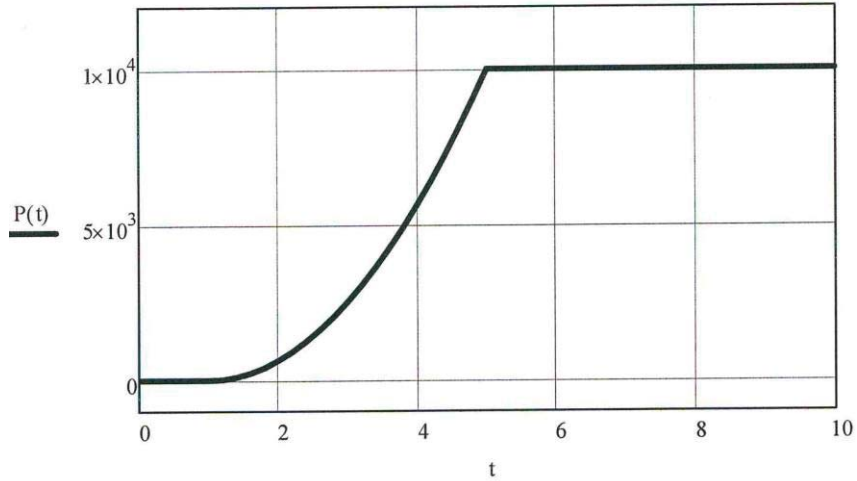


Рис. 10

Уравнения кинестатики для звеньев 7,8,9 (рис. 11):

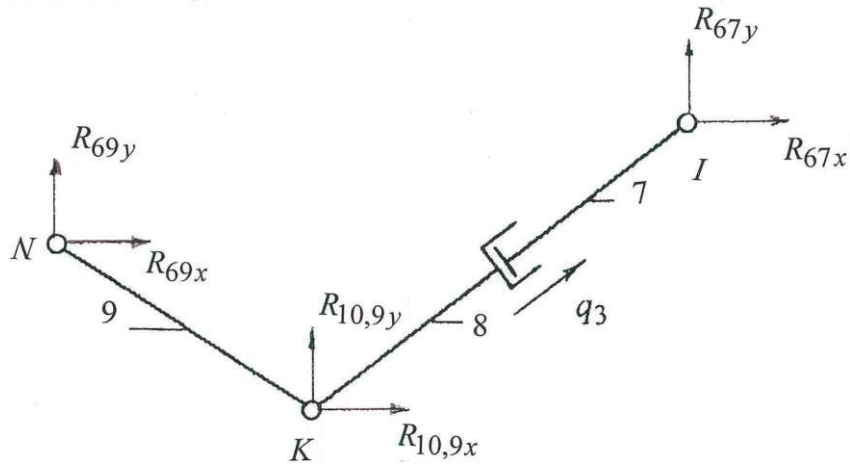


Рис. 11

$$R_{67x} + R_{69x} + R_{10,9x} = 0;$$

$$R_{67y} + R_{69y} + R_{10,9y} = 0;$$

$$R_{69x}(y_N - y_K) + R_{69y}(x_K - x_N) = 0;$$

$$- R_{67x}(y_I - y_K) + R_{67y}(x_I - x_K) = 0.$$

Из уравнений равновесия звеньев 7 и 8:

$$R_{67x} + R_{10,9x} + R_{98x} = 0,$$

$$R_{67y} + R_{10,9y} + R_{98y} = 0$$

определим реакции R_{98x}, R_{98y} .

Уравнение равновесия звена 8:

$$(R_{98x} + R_{10,9x})\cos(\varphi_7 + \pi) + (R_{98y} + R_{10,9y})\sin(\varphi_7 + \pi) = Q_3$$

позволяет определить движущее усилие Q_3 , действующее со стороны поршня 8 на цилиндр 7.

Аналогичным образом определяются движущие усилия Q_2 и Q_1 . По полученным законам изменения движущих усилий подбираем необходимые гидродвигатели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Yahya H. Zweiri, Lakmal D. Seneviratne and Kaspar Althoefer. A Generalized Newton Method for Identification of Closed-chain Excavator Arm Parameters, Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics & Automation Taipei, Taiwan, September 14-19, 2003 p.
2. Chang Lv and Zhang Jihong. Excavating force analysis and calculation of dipperhandle. IEEE 2011, 124-130 pp.
3. Srushti H. Bhatt, N. Ravi Prakash and S. B. Jadeja, "Modelling of Robotic Manipulator ARM", International Journal of Mechanical Engineering & Technology (IJMET), Volume 4, Issue 3, 2013, pp. 125 - 129, ISSN Print: 0976 – 6340, ISSN Online: 0976 –6359.
4. Theory of mechanisms and machines: 2nd edn. By A. Ghosh and A. K. Mallik, 1988, 586 p. Affiliated East-West Press Private Limited, New Delhi, India.
5. Изаксон А. А. Одноковшовый универсальный гидравлический экскаватор ЭО - 5122 // Строительные и дорожные машины. - 1975, - № 2.-С . 7-8.
6. Машины для земляных работ: учебник для студентов вузов. / А. И. Доценко, Г. Н. Карасев, Г. В. Кустарев, К. К. Шестопапов. - М.:БАСТЕТ, 2012.-688 с.
7. Беркман К Л. Одноковшовые гидравлические экскаваторы. - М. : Высш. шк., 1993.-371 с.
8. Крутиков К.Е. Экскаваторы. - М.: Машиностроение, 1994.-391 с.
9. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000, 394 p.
10. Семенова Н.С., Семенов Ю.А. Курсовой проект «Исследование подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин» // Теория механизмов и машин. 2009.No2 (14). Том 7, С. 61–71.

FEATURES OF CALCULATION OF THE WORKING MECHANISM OF THE EXCAVATOR

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The most common type of earth-moving machines are the shovel excavators. Excavator work is done periodically repeating cycles, each of which includes lifting the filled bucket, turn to him the place of unloading, the soil, the reverse rotation and lowering of the empty bucket.

The main elements of the working mechanism of an excavator are a boom, stick, bucket and links them turn. The article considers structural and geometric analysis of the mechanism. Investigated the kinematics of the mechanism and given it a of forces calculation.

Key words: excavator, boom, bucket, cylinders, inverse structure

REFERENCES

- [1] Yahya H. Zweiri, Lakmal D. Seneviratne and Kaspar Althoefer. A Generalized Newton Method for Identification of Closed-chain Excavator Arm Parameters, Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics & Automation Taipei, Taiwan, September 14-19, 2003 p.
- [2] Lv Chang and Zhang Jihong. Excavating force analysis and calculation of dipperhandle. IEEE 2011, 124-130 pp.
- [3] Srushti H. Bhatt, N. Ravi Prakash and S. B. Jadeja, "Modelling of Robotic Manipulator ARM", International Journal of Mechanical Engineering & Technology (IJMET), Volume 4, Issue 3, 2013, pp. 125 - 129, ISSN Print: 0976 – 6340, ISSN Online: 0976 -6359
- [4] Theory of mechanisms and machines: 2nd edn. By A. Ghosh and A. K. Mallik, 1988, 586 pp. Affiliated East-West Press Private Limited, New Delhi, India.
- [5] Isakson AA universal Shovel hydraulic excavator EO - 5122 // Construction and road machines. - 1975, no. 2. -With . 7-8 (rus).
- [6] Machines for earthworks: a textbook for University students. / A. I. Dotsenko, G. N. Karasev, V. G. Kustarev, K. K. Shestopalov. - M.:BASTET, 2012.-688 p (rus).
- [7] L.Berkman. To hydraulic excavators. - M. : Higher. wk., 1993.-371 p (rus).
- [8] Krutikov K. E. Excavators. - M.: Mashinostroenie, 1994.-391 p. (rus).

- [9] Kolovsky M. Z., Evgrafov A. N., Semenov Yu.A. Slousch A. V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000, 394 p.
- [10] Semenova N. S., Semenov Yu.A. Course project "Investigation of lifting-transport and building-road cars" // Theory of mechanisms and machines. 2009. No2 (14). Vol. 7, pp. 61-71 (rus).

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение. Наука и образование:
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-16

УДК 621.8

Н. А. Серeda

ГРУППЫ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С РАЗЛИЧНЫМ ХАРАКТЕРОМ ИЗМЕНЕНИЯ ФУНКЦИИ УГЛА ПЕРЕДАЧИ



Наталья Александровна Серeda,
Калининградский государственный технический университет
Россия, Калининград
Тел.: 8 (4012) 99-59-76, E-mail: natalya.sereda@klgtu.ru

Аннотация

В работе проведен метрический синтез кривошипно-коромысловых механизмов с делением их на группы по положению максимума функции угла передачи в периоде кинематического цикла и по характеру изменения этой функции в интервале рабочего хода. Предложены математические модели и теоретически установлены области существования выделенных групп кривошипно-коромысловых механизмов. Область существования каждой группы кривошипно-коромысловых механизмов предопределяет условия их геометрической проворачиваемости. Анализ выделенных групп кривошипно-коромысловых механизмов позволил выявить закономерности, определяющие общие черты и различия групп. Отличительной особенностью групп механизмов является различный характер изменения функции угла передачи в интервале рабочего хода.

Ключевые слова: кривошипно-коромысловый механизм, метрический синтез, математическая модель, область существования, геометрическая проворачиваемость, функция угла передачи

Введение

Кинематические схемы технологических машин содержат базовые рычажные механизмы: кривошипно-ползунные, кулисные, кривошипно-коромысловые механизмы (ККМ). Приведем примеры технологических

машин, в состав которых входят ККМ: укладочные машины [1], устройства захвата и переноса изделий [2, 3], тестомесильные машины [4, стр. 34]. Кривошипно-коромысловые механизмы нашли широкое применение в различных технологических машинах по нескольким причинам, среди которых сравнительная простота кинематической цепи, способность передавать большие усилия. Возможность использования ККМ для передачи различных по характеру изменения силовых нагрузок привлекает к ним большое внимание специалистов-проектировщиков.

Известные методы синтеза кривошипно-коромысловых механизмов – графоаналитические, аналитические с использованием программных продуктов – позволяют получать метрические параметры таких механизмов, при этом вводится условие, ограничивающее минимальное значение угла передачи [4]. Во многих случаях названные методы направлены на получение механизма с определенным характером изменения функции положения, предопределяющей функциональное назначение этого механизма. Такие методы не дают информации о характере изменения и о положениях экстремумов функции угла передачи ККМ в периоде кинематического цикла и в интервале рабочего хода.

Знания о характере изменения и о положениях экстремумов функции угла передачи ККМ открывают путь наиболее качественного использования силовой работоспособности таких механизмов посредством согласования характера изменения технологической нагрузки с характером изменения функции угла передачи. Кроме того, из рассмотрения сравнительно простой динамической модели кривошипно-коромыслового механизма, учитывающего только осевую податливость шатуна, коэффициент жесткости пропорционален углу передачи, полученному для идеальной кинетостатической модели этого механизма [5]. Иными словами, характер изменения функции угла передачи в интервале рабочего хода кривошипно-коромыслового механизма предопределяет характер изменения коэффициента жесткости, используемого при рассмотрении динамической модели этого механизма, учитывающей податливость шатуна.

Основная часть

В работах [6 – 12] предложен метод синтеза ККМ, позволяющий оперативно определять метрические параметры этих механизмов, согласовывать характер изменения функции угла передачи с характером изменения технологической нагрузки, приложенной к механизму. Этот метод основан на делении многообразия ККМ на группы по признаку: положению максимума функции угла передачи ($\mu_{max} = 90^\circ$) в периоде кинематического цикла.

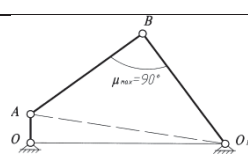
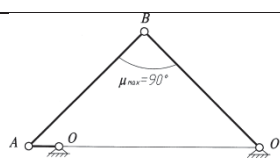
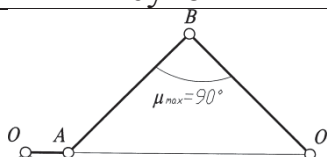
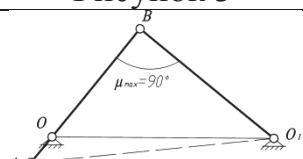
В работах [13, 14] названный метод синтеза развит с целью получения еще трех групп, в которых максимум функции угла передачи наблюдается при углах поворота кривошипа, равных 30° , 45° и 60° . Отсчет угла поворота кривошипа φ принят от положения механизма, при котором продольная ось кривошипа лежит на линии центров.

Выделенные группы ККМ отличаются друг от друга характером изменения функции угла передачи в интервале рабочего хода, условиями геометрической проворачиваемости, положением механизма, при котором имеет место максимум функции угла передачи, равный 90° .

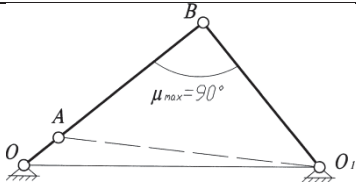
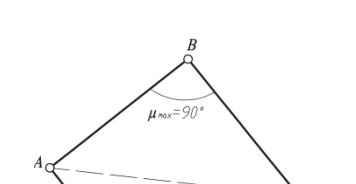
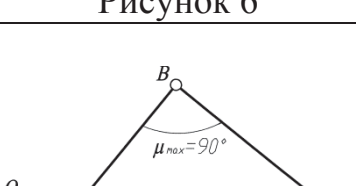
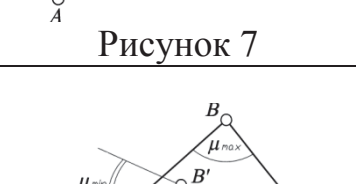


Таблица 1 содержит модели десяти групп кривошипно-коромысловых механизмов. В этой таблице приняты следующие обозначения: $OA = l_1$, $AB = l_2$, $BO_1 = l_3$ – соответственно длины кривошипа, шатуна и коромысла; OO_1 – межцентровое расстояние (длина стойки); $\lambda_1 = \frac{l_1}{l_0}$,

$\lambda_2 = \frac{l_2}{l_0}$, $\lambda_3 = \frac{l_3}{l_0}$ – соответственно относительные длины кривошипа, шатуна и коромысла.

Таблица 1 – Деление кривошипно-коромысловых механизмов на группы

№ п./п.	Обозначение группы ККМ	Модель группы:	
		схема механизма	соотношение; пределы изменения длин звеньев
1.	ККМ-1	 <p>Рисунок 1</p>	$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = 1 + \lambda_1^2; \quad (1)$ $0 < \lambda_1 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$
2.	ККМ-2	 <p>Рисунок 2</p>	$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = (1 + \lambda_1)^2; \quad (2)$ $0 < \lambda_1 \leq 1,0; 0 < \lambda_2 \leq 1,4142;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,4142.$
3.	ККМ-3	 <p>Рисунок 3</p>	$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = (1 - \lambda_1)^2; \quad (3)$ $0 < \lambda_1 \leq 0,1716; 0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$
4.	ККМ-4	 <p>Рисунок 4</p>	$(\lambda_2 - \lambda_1)^2 + \lambda_3^2 = 1; \quad (4)$ $0 < \lambda_1 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_2 \leq 1,2071;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$

Продолжение таблицы 1

5.	ККМ-5	 <p>Рисунок 5</p>	$(\lambda_2 + \lambda_1)^2 + \lambda_3^2 = 1; \quad (5)$ $0 < \lambda_1 \leq 0,2071; 0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$
6.	ККМ-6	 <p>Рисунок 6</p>	$(\lambda_3 - \lambda_1)^2 + \lambda_2^2 = 1; \quad (6)$ $0 < \lambda_1 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_2 \leq 1,0; 0 < \lambda_3 \leq 1,2071.$
7.	ККМ-7	 <p>Рисунок 7</p>	$(\lambda_3 + \lambda_1)^2 + \lambda_2^2 = 1; \quad (7)$ $0 < \lambda_1 \leq 0,2071; 0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$
8.	ККМ-30°	 <p>Рисунок 8</p>	$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = \lambda_1 \cdot (\lambda_1 - \sqrt{3}) + 1; \quad (8)$ $0 < \lambda_1 \leq 0,1896;$ $0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$
9.	ККМ-45°	 <p>Рисунок 9</p>	$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = \lambda_1 \cdot (\lambda_1 - \sqrt{2}) + 1; \quad (9)$ $0 < \lambda_1 \leq 0,2168;$ $0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$
10.	ККМ-60°	 <p>Рисунок 10</p>	$\lambda_2^2 + \lambda_3^2 = \lambda_1 \cdot (\lambda_1 - 1) + 1; \quad (10)$ $0 < \lambda_1 \leq 0,2679;$ $0 < \lambda_2 \leq 1,0;$ $0 < \lambda_3 \leq 1,0.$

Как видно из таблицы 1 ККМ каждой группы занимает характерное положение, при котором функция угла передачи этой группы достигает максимума, равного 90°. Например, в ККМ-1 угол передачи равен 90° в

положении, когда продольная ось кривошипа перпендикулярна линии центров OO_1 , при этом $\varphi = 90^\circ$; для в ККМ-30° характерно, что угол передачи равен 90° в положении, когда угол поворота кривошипа равен 30° , т.е. $\varphi = 30^\circ$.

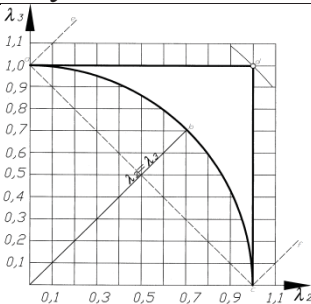
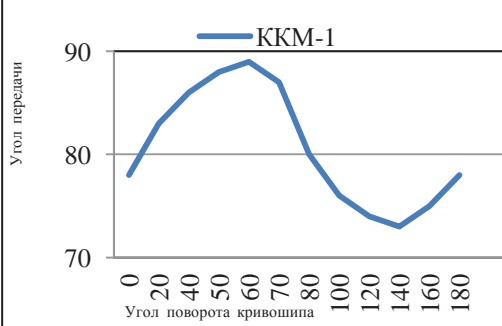
Анализ таблицы 1 позволил выявить следующие закономерности:

1) Для групп ККМ-1, ККМ-2, ККМ-3, ККМ-30°, ККМ-45° и ККМ-60° в прямоугольной системе координат с осями λ_3 и λ_2 условия их геометрической проворачиваемости – дуги окружностей произвольного радиуса R . Радиус R функционально зависит от относительной длины кривошипа λ_1 . Например, для группы ККМ-30° радиус равен $R_{ККМ-30^\circ} = \sqrt{\lambda_1 \cdot (\lambda_1 - \sqrt{3}) + 1}$, при этом центр дуг окружностей радиуса R лежит в начале прямоугольной системы координат с осями λ_3 и λ_2 ;

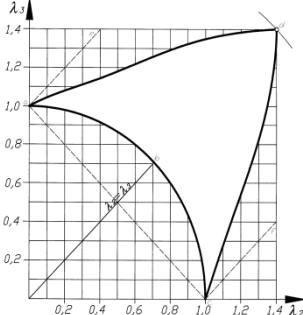
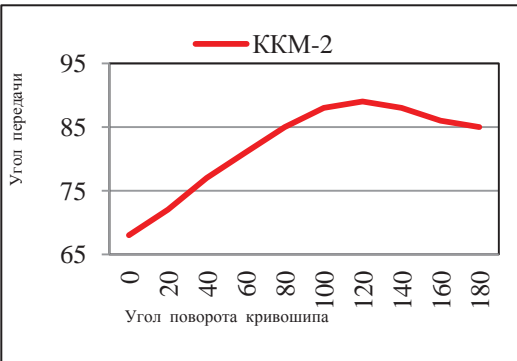
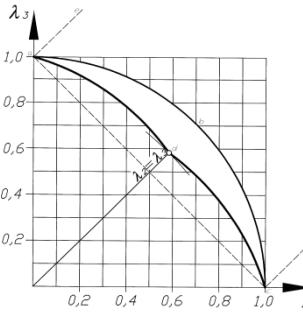
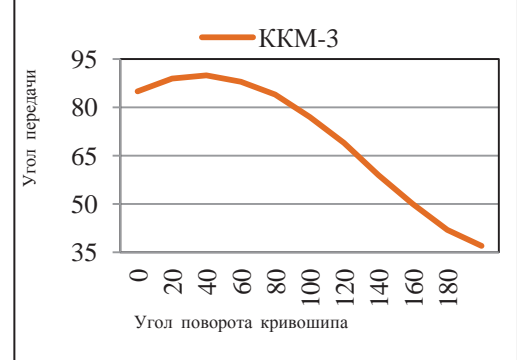
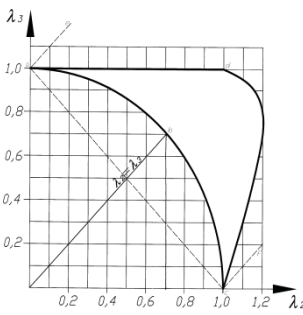
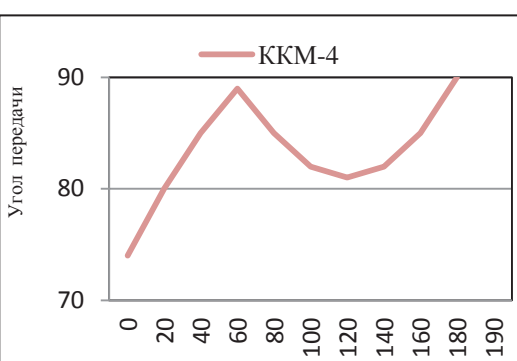
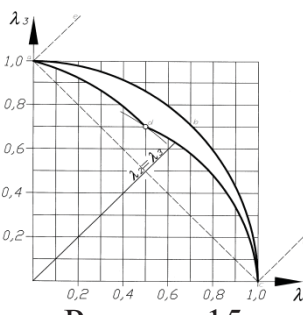

2) Для групп ККМ-4, ККМ-5 и ККМ-6, ККМ-7 в прямоугольной системе координат с осями λ_3 и λ_2 условия их геометрической проворачиваемости – дуги окружностей единичного радиуса $R = 1$, при этом центр дуг этих окружностей смещен относительно начала прямоугольной системы координат вправо, влево по оси λ_2 или вверх, вниз по оси λ_3 .

Таблица 2 содержит графическую интерпретацию соотношений (1) – (10), а также графики функции угла передачи в интервале рабочего хода, полученные для каждой группы кривошипно-коромысловых механизмов.

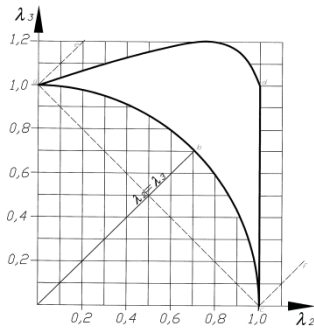
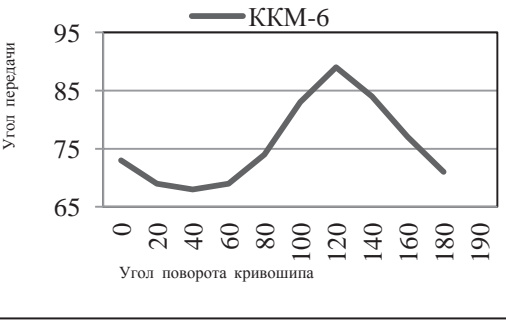
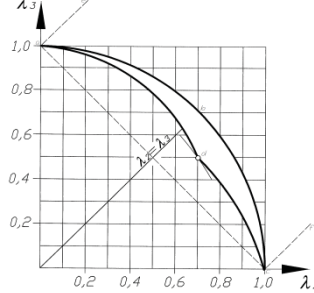
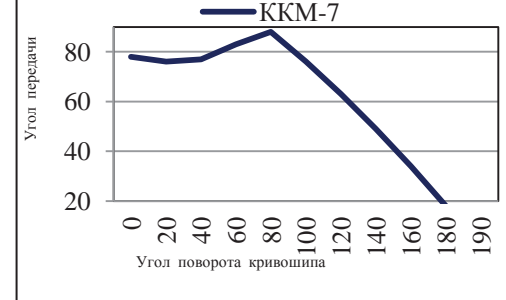
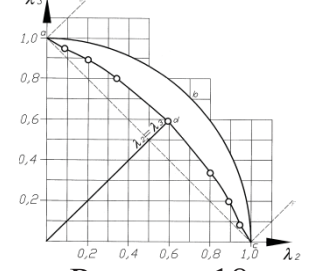
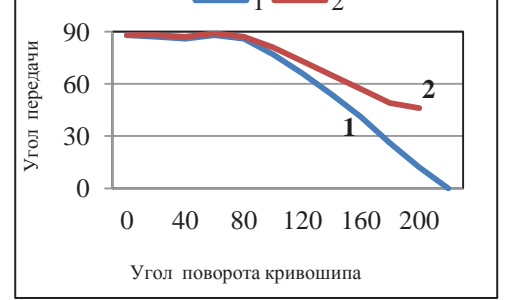
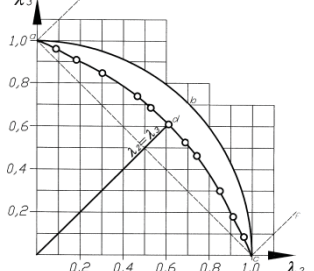
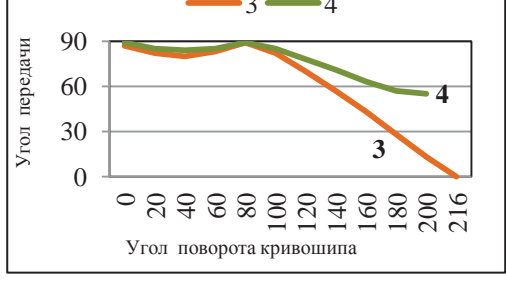
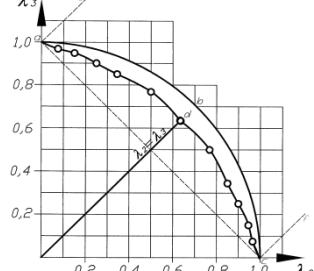
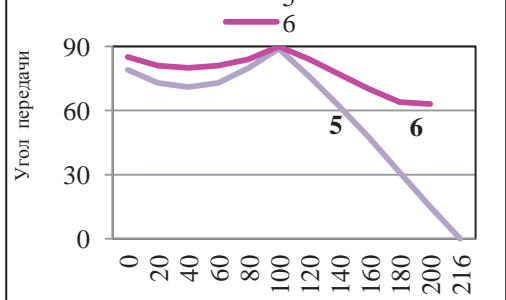
Таблица 2 – Группы ККМ: область существования, функция угла передачи

№ п./п.	Обозначение группы ККМ	Модель группы:	
		область существования	характер изменения функции угла передачи (рабочий ход)
1.	ККМ-1	 <p>Рисунок 11</p>	

Продолжение таблицы 2

2.	ККМ-2	 <p>Рисунок 12</p>	
3.	ККМ-3	 <p>Рисунок 13</p>	
4.	ККМ-4	 <p>Рисунок 14</p>	
5.	ККМ-5	 <p>Рисунок 15</p>	

Продолжение таблицы 2

6.	ККМ-6	 <p>Рисунок 16</p>	
7.	ККМ-7	 <p>Рисунок 17</p>	
8.	ККМ-30°	 <p>Рисунок 18</p>	
9.	ККМ-45°	 <p>Рисунок 19</p>	
10.	ККМ-60°	 <p>Рисунок 20</p>	

Из таблицы 2 видно, что область существования механизмов каждой группы представляет собой сочетание дуги abc окружности единичного радиуса $R=1$ (при $\lambda_1=0$) и кривой cda , последняя получена путем пересечения дуг окружностей произвольного радиуса R с прямыми ac , ae , cf Н.И. Колчина [15, стр. 86]. Отметим, что кривая cda для групп ККМ-1, ККМ-2, ККМ-4, ККМ-6 получена путем пересечения дуг окружностей произвольного радиуса R (при $\lambda_1 \neq 0$) с прямыми ae и cf Н.И. Колчина. Для групп ККМ, перечисленных выше, область их существования в прямоугольной системе координат с осями λ_3 и λ_2 находится над дугой abc единичного радиуса R . Кривая cda для групп ККМ-3, ККМ-5, ККМ-7, ККМ-30°, ККМ-45° и ККМ-60° получена посредством пересечения дуг окружностей произвольного радиуса R (при $\lambda_1 \neq 0$) с прямой ac Н.И. Колчина. Для групп ККМ, перечисленных выше, область их существования в прямоугольной системе координат с осями λ_3 и λ_2 находится под дугой abc единичного радиуса R .

Заключение

Таким образом, в работе приведены результаты метрического синтеза кривошипно-коромысловых механизмов, при этом выполнено деление многообразия таких механизмов на группы по признакам: положению максимума функции угла передачи в периоде кинематического цикла и характеру изменения этой функции в интервале рабочего хода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Устройство для послойной укладки штучных изделий / Горлатов А. С., Фетисова Е. Г., Гончарова Н. А.: пат. 2151087 Рос. Федерация. № 98113346/13; заявл. 16.07.1998; опубл. 20.06.2000; Бюл. № 17. – 10 с.
2. Манипулятор для передачи изделий / Горлатов А. С., Серeda Н. А.: пат. 2390406 Рос. Федерация. № 2008150307/02; заявл. 18.12.2008; опубл. 27.05.2010. Бюл. № 15. – 8 с.
3. Серeda Н.А. Совершенствование манипуляторов для передачи штучных изделий применительно к технологическим линиям пищевых производств // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 670 – 679.
4. Марголин Ш. Ф. Теория механизмов и машин: теория, примеры, графические работы. – Минск: Вышэйшая школа, 1968. – 375 с.

5. Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Изд-во «Политехника», 2013. – 425 с.
6. Горлатов А. С. Кинематический синтез центральных кривошипно-коромысловых механизмов // Научное обозрение. 2010. № 2. С. 26 – 30.
7. Горлатов А. С. Кинематический синтез кривошипно-коромысловых механизмов четвертой группы // Научное обозрение. 2010. № 3. С. 31 – 35.
8. Горлатов А. С. Кинематический синтез кривошипно-коромысловых механизмов второй группы // Научное обозрение. 2010. № 4. С. 40 – 43.
9. Горлатов А. С. Кинематический синтез кривошипно-коромысловых механизмов третьей группы // Научное обозрение. 2010. № 5. С. 29 – 33.
10. Горлатов А. С. Кинематический синтез кривошипно-коромысловых механизмов пятой группы // Научное обозрение. 2010. № 6. С. 83 – 88.
11. Горлатов А. С. Кинематический синтез кривошипно-коромысловых механизмов шестой группы // Научное обозрение. 2011. № 1. С. 63 – 68.
12. Горлатов А. С. Кинематический синтез кривошипно-коромысловых механизмов седьмой группы // Научное обозрение. 2011. № 2. С. 23 – 28.
13. Серeda Н. А. Семейство кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом угла передачи при угле поворота кривошипа, равном 30° // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2016. Т. 18. № 1-2. С. 292 – 295.
14. Серeda Н. А. Семейство кривошипно-коромысловых механизмов с максимумом угла передачи при угле поворота кривошипа, равном 45° // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2017. № 1. С. 19 – 24.
15. Колчин Н.И. Механика машин: в 2-х т. – М-Л.: Машгиз, 1963. Т. 1. – 550 с.

N.A. Sereda

GROUP CRANK-ROCKER MECHANISMS WITH DIFFERENT CHARACTER CHANGES THE FUNCTION OF THE TRANSMISSION ANGLE

Kaliningrad State Technical University, Russia

Abstract

The paper presents metrical synthesis of crank-rocker mechanisms. These

mechanisms are divided into groups according to the position of the maximum of a function of transmission angle in the period kinematic cycle, and on the nature of change of this function in the interval of the stroke. The proposed mathematical model and theoretically established the existence of regions of the groups of the crank-rocker mechanisms. The region of existence of each group of such mechanisms determines the conditions of their geometric steer. Group analysis of the crank-rocker mechanisms allowed us to identify patterns. They identify similarities and differences of the groups. The groups feature of these mechanisms is the different character of changes of the function of transmission angle in the range of the stroke.

Key words: crank-rocker mechanism, metrical synthesis, mathematical model, region of existence, geometric steer, function of the transmission angle

REFERENCES

- [1] Gorlatov A. S., Fetisova E. G., Goncharova N. A. (2000). Device for layering piece products. *Ru Patent No. 2151087*. Russian Federation. (rus.)
- [2] Gorlatov A. S., Sereda N. A. (2010). Manipulator for transferring the products. *Ru Patent No. 2390406*. Russian Federation. (rus.)
- [3] Sereda N. A. (2012). Perfection of manipulators for piece wares transfer applicable to technological lines of food production. *2th International scientific conference «Modern Mechanical Engineering: Science and Education»*, pp. 670 – 679. (rus.)
- [4] Margolin Sh. F. (1968). *Theory of mechanisms and machines: theory, examples, graphical works*. Minsk: Vycheichaia shkola. (rus.)
- [5] Vulfson I. I. (2013). *Dynamics of cyclic machines*. – Saint Petersburg: Politehnika. (rus.)
- [6] Gorlatov A. S. (2010). Kinematic synthesis of central crank-and-rocker mechanisms. *Nauchnoe obozrenie*, (2), pp. 26 – 30.
- [7] Gorlatov A. S. (2010). Kinematic synthesis of crank-and-rocker mechanisms of the fourth group. *Nauchnoe obozrenie*, (3), pp. 31 – 35.
- [8] Gorlatov A. S. (2010). Kinematic synthesis of crank-and-rocker mechanisms of the second group. *Nauchnoe obozrenie*, (4), pp. 40 – 43.
- [9] Gorlatov A. S. (2010). Kinematic synthesis of crank-and-rocker mechanisms of the third group. *Nauchnoe obozrenie*, (5), pp. 29 – 33.
- [10] Gorlatov A. S. (2010). Kinematic synthesis of crank-and-rocker mechanisms of the fifth group. *Nauchnoe obozrenie*, (6), pp. 83 – 88.
- [11] Gorlatov A. S. (2011). Kinematic synthesis of crank-and-rocker mechanisms of the sixth group. *Nauchnoe obozrenie*, (1), pp. 63 – 68.
- [12] Gorlatov A. S. (2011). Kinematic synthesis of crank-and-rocker mechanisms of the seventh group. *Nauchnoe obozrenie*, (2), pp. 23 – 28.
- [13] Sereda N.A. (2016). Crank-and-rocker mechanism group with a maximum transmission angle at a crank angle is equal to 30°. *Proceedings of the*

Samara scientific center, Russian Academy of Sciences, (1-2), pp. 292 – 295.

- [14] Sereda N.A. (2017). Crank-and-rocker mechanism group with a maximum transmission angle at a crank angle is equal to 45° . *Spravochnik Inzhenernyi zhurnal*, (1), pp. 19 – 24. doi: 10.14489/hb.2017.01.pp.019-024.
- [15] Kolchin N. I. (1963). *Mechanics of machines: in two volumes*. Moscow-Leningrad: Mashgiz. (rus.)

В.А. Терешин

УДАРНЫЕ СПЕКТРЫ ПРИ ЛИНЕЙНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ



Валерий Алексеевич Терешин,
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: terva@mail.ru.

Аннотация

Статья посвящена упрощенной оценке ударного спектра при линейном взаимодействии ударника со столом, на котором расположено испытуемое изделие. Ударным спектром функции принято называть максимальное абсолютное ускорение осциллятора при перемещении основания по закону этой функции. Ударный спектр исследуется в виде зависимости от частоты свободных колебаний осциллятора. Для его расчета приходится решать задачу о глобальном максимуме быстро меняющейся немонотонной функции на значительном интервале времени. Еще более сложной является задача синтеза параметров стенда для воспроизведения требуемого ударного импульса. В статье рассмотрены дискретная и континуальная линейные физические модели процессов соударения. Получены оценки их ударных спектров в виде простых аналитических зависимостей от параметров взаимодействующих тел. Ошибка приближенных расчетов оказалась весьма малой в силу традиционного представления ударных спектров в логарифмическом масштабе.

Ключевые слова: ударный спектр, испытательный стенд, импульс ускорения.

Испытания оборудования на ударные воздействия [13, 14] выполняются в различных отраслях промышленности [1, 4 – 7, 12] в течение многих десятилетий. На рис.1 показан характерный вид ускорения, воспроизведенного на ударном стенде [8].

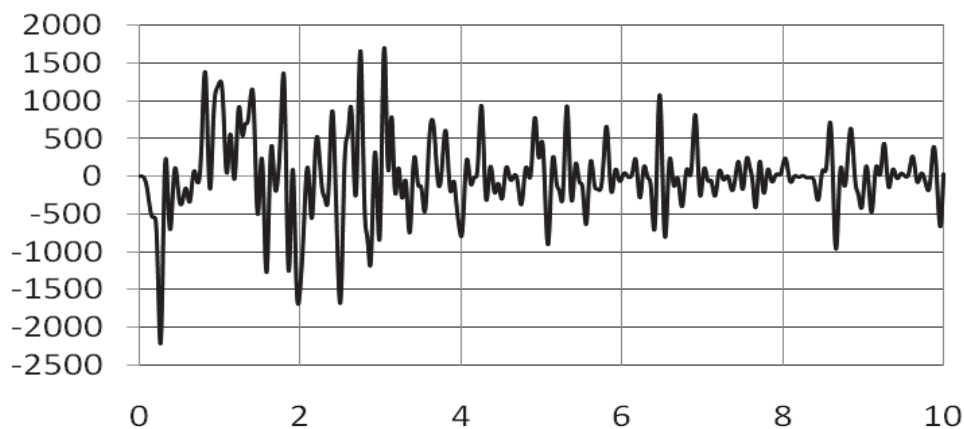


Рис. 1. Зависимость ударного ускорения (ед. “g”) от времени (мс)

После стандартной математической обработки [3] данной записи получен ее ударный спектр, изображенный на рис. 2 кривой сплошной линией.

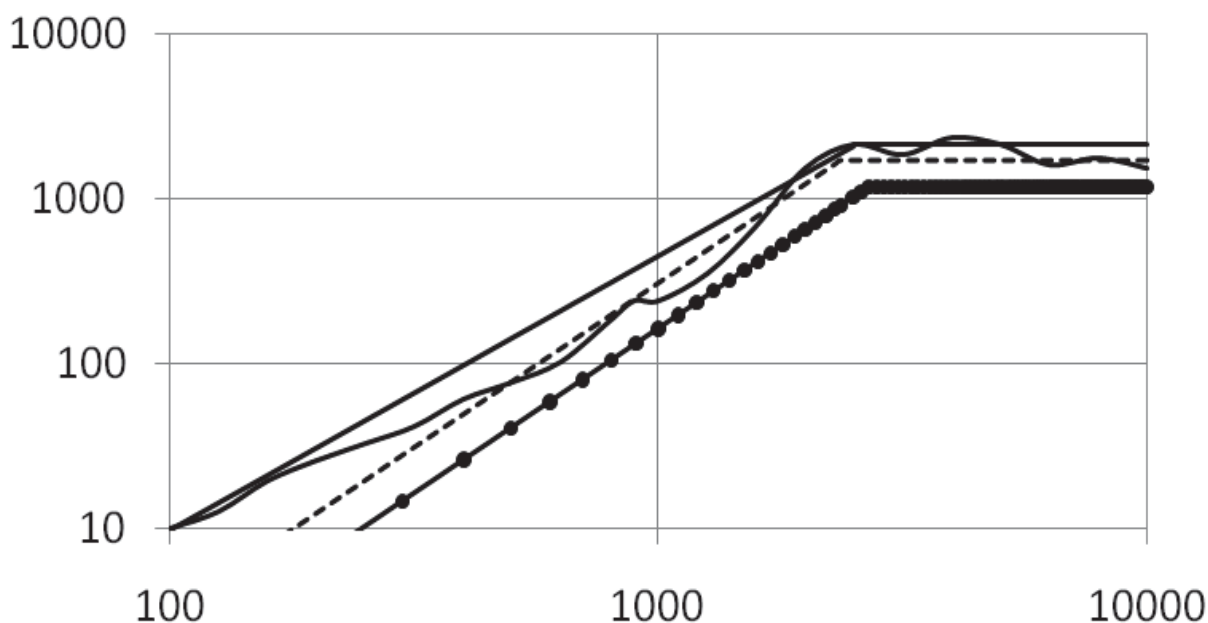


Рис. 2. Зависимость ударного спектра (ед. “g”) от частоты (Гц)

Ломаной сплошной линией показан допустимый уровень удара, а штриховой и сплошной с маркерами – кусочно-линейные аппроксимации, получение которых будет подробно описано ниже.

При формировании физической модели ударного взаимодействия будем предполагать малым влияние испытуемого изделия на движение стола и несущественным рассеивание энергии в начале движения, когда возникают максимальные ускорения осциллятора. Нелинейные характеристики прокладок и других элементов могут оказать существенное влияние на вид ударного спектра [10], но рассмотрение этих важнейших вопросов выходит за рамки настоящей статьи. На рис.3 показана расчетная схема одностепенного упругого линейного осциллятора на подвижном основании.

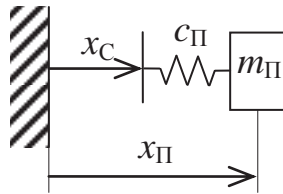


Рис. 3. Одноступенной линейный упругий осциллятор

$m_П$, $c_П$ и $x_П$ – масса, жесткость и абсолютная координата осциллятора соответственно; $x_С$ – абсолютная координата стола. Запишем уравнение движения массы $m_П$.

$$m_{\text{П}} \ddot{x}_{\text{П}} = c_{\text{П}} (x_{\text{С}} - x_{\text{П}}) \quad (1)$$

Перепишем его в переменных Лапласа p с нулевыми начальными условиями [9].

$$X_{\text{П}} = \frac{\omega^2}{p^2 + \omega^2} \cdot X_{\text{С}}, \quad (2)$$

где $\omega^2 = c_П/m_П$ – квадрат частоты свободных колебаний осциллятора. Для получения функции перемещения стола рассмотрим дискретную и континуальную модели ударного взаимодействия элементов стенда [2,11].

Дискретная модель. На рис.2 показана динамическая модель стенда.

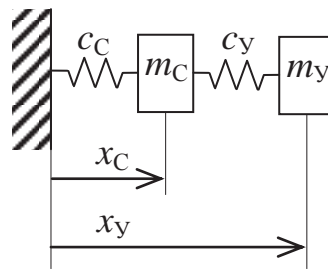


Рис. 4. Двухмассовая модель ударного стенда

$m_С$, $c_С$, $x_С$, $m_У$, $c_У$, $x_У$ – масса, жесткость и абсолютная координата стола и ударника соответственно. Запишем уравнения движения этой системы.

$$\begin{cases} m_{\text{С}} \ddot{x}_{\text{С}} = -c_{\text{С}} x_{\text{С}} + c_{\text{У}} (x_{\text{У}} - x_{\text{С}}) \\ m_{\text{У}} \ddot{x}_{\text{У}} = -c_{\text{У}} (x_{\text{У}} - x_{\text{С}}) \end{cases} \quad (3)$$

Перепишем (3) в переменных Лапласа с нулевыми начальными условиями кроме скорости ударника равной $-v$.

$$\dot{x}_{\text{У}}(0) = -v \quad (4)$$

$$\begin{cases} (m_{\text{С}} p^2 + c_{\text{С}} + c_{\text{У}}) X_{\text{С}} - c_{\text{У}} X_{\text{У}} = 0 \\ m_{\text{У}} (p^2 X_{\text{У}} + v) + c_{\text{У}} (X_{\text{С}} - X_{\text{У}}) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Разделим первое уравнение из (5) на $m_С$, второе на $m_У$, введем обозначения квадратов парциальных частот

$$\frac{c_{\text{С}}}{m_{\text{С}}} = p_1^2; \quad \frac{c_{\text{У}}}{m_{\text{С}}} = p_2^2; \quad \frac{c_{\text{У}}}{m_{\text{У}}} = p_3^2 \quad (6)$$

и перепишем в матричной форме

$$\begin{bmatrix} p^2 + p_1^2 + p_3^2 & -p_3^2 \\ p_2^2 & p^2 + p_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_C \\ X_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -v \end{bmatrix} \quad (7)$$

Решим это уравнение относительно перемещения стола

$$X_C = \frac{-vp_3^2}{\Delta} \quad (8)$$

Определитель матрицы уравнения (7)

$$\Delta(p) = p^4 + (p_1^2 + p_2^2 + p_3^2)p^2 + p_1^2 p_2^2 \quad (9)$$

имеет чисто мнимые четыре корня $\pm ik_{1,2}$, для отыскания которых удобно сделать замену переменных $p^2 = -k^2$ и от характеристического уравнения $\Delta(p) = 0$ перейти к частотному

$$k^4 - (p_1^2 + p_2^2 + p_3^2)k^2 + p_1^2 p_2^2 = 0 \quad (10)$$

Частотное уравнение имеет два положительных корня

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{p_1^2 + p_2^2 + p_3^2}{2} \pm \sqrt{\frac{(p_1^2 + p_2^2 + p_3^2)^2}{4} - p_1^2 p_2^2}} \quad (11)$$

Для взятия обратного преобразования Лапласа от (8) разложим его на простейшие дроби

$$\frac{-vp_3^2}{\Delta} = \frac{-vp_3^2}{(p^2 + k_1^2)(p^2 + k_2^2)} = \frac{vp_3^2}{k_1^2 - k_2^2} \left(\frac{1}{p^2 + k_1^2} - \frac{1}{p^2 + k_2^2} \right) \quad (12)$$

Итак, преобразование Лапласа от функции перемещения стола в случае дискретной двухмассовой системы имеет следующий вид

$$X_C = \frac{vp_3^2}{k_1^2 - k_2^2} \left(\frac{1}{p^2 + k_1^2} - \frac{1}{p^2 + k_2^2} \right) \quad (13)$$

Его оригинал при исходных данных аналогичных примеру, показанному на рис.1, был дважды продифференцирован по времени и представлен на рис.5.

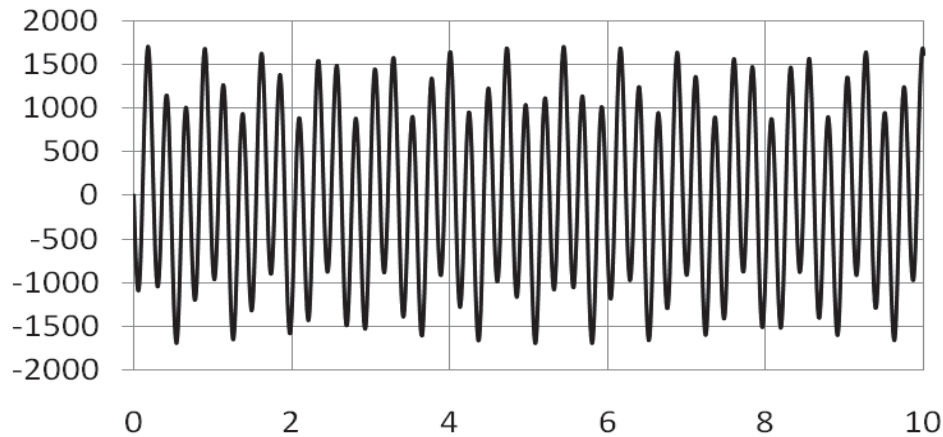


Рис. 5. Зависимость ударного ускорения (ед. "g") от времени (мс) при моделировании стенда двухмассовой системой

На первый взгляд кажется, что между рисунками 1 и 5 мало общего. Однако, если не принимать во внимание частоты выше 10 кГц и время после трех миллисекунд, то можно увидеть сходство пиковых значений ускорения и их количеств. Для получения ударного спектра подставим (13) в (2) и разложим на простейшие дроби.

$$X_{\ddot{x}_i} = \frac{\omega^2}{p^2 + \omega^2} \cdot \frac{vp_3^2}{k_1^2 - k_2^2} \left(\frac{1}{p^2 + k_1^2} - \frac{1}{p^2 + k_2^2} \right) = \frac{vp_3^2 \omega^2}{k_1^2 - k_2^2} \left[\left(\frac{1}{k_1^2 - \omega^2} + \frac{1}{k_2^2 - \omega^2} \right) \cdot \frac{1}{p^2 + \omega^2} - \frac{1}{k_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{1}{p^2 + k_1^2} - \frac{1}{k_2^2 - \omega^2} \cdot \frac{1}{p^2 + k_2^2} \right] \quad (14)$$

Запишем обратное преобразование Лапласа от (14).

$$x_{\ddot{i}} = \frac{vp_3^2 \omega^2}{k_1^2 - k_2^2} \left[\left(\frac{1}{k_1^2 - \omega^2} + \frac{1}{k_2^2 - \omega^2} \right) \frac{1}{\omega} \sin(\omega t) - \frac{1}{(k_1^2 - \omega^2)k_1} \sin(k_1 t) - \frac{1}{(k_2^2 - \omega^2)k_2} \sin(k_2 t) \right] \quad (15)$$

Здесь следует помнить, что жесткости c_x и c_y создаются прокладками, работающими только на сжатие и не способными вызывать отрицательные реакции. Момент отрыва может быть определен в рамках поставленной задачи. Однако мы полагаем, что максимальное ускорение будет достигаться раньше. Под ударным спектром понимается максимальное по модулю абсолютное ускорение осциллятора, определим его из (15) после взятия второй производной. В общем случае частоты k_1 , k_2 и ω не кратны и могут значительно отличаться друг от друга, поэтому для оценки максимального ускорения приравняем синусы единицам с соответствующими знаками. Обозначим $w_{\ddot{i}}(\omega) = \max_t |\ddot{x}_{\ddot{i}}|$. Тогда

$$w_{\ddot{i}}(\omega) = \frac{vp_3^2 \omega^2}{|k_1^2 - k_2^2|} \left[\left| \frac{\omega}{k_1^2 - \omega^2} + \frac{\omega}{k_2^2 - \omega^2} \right| + \left| \frac{k_1}{k_1^2 - \omega^2} \right| + \left| \frac{k_2}{k_2^2 - \omega^2} \right| \right] \quad (16)$$

При переходе к логарифмическому масштабу эта оценка может быть еще больше упрощена и приведена к кусочно-линейной функции. Так для низких частот ω можно принять

$$w_{\ddot{i}1}(\omega) = \frac{vp_3^2 \omega^2}{|k_1 - k_2| k_1 k_2}, \quad (17)$$

а для высоких

$$w_{\ddot{i}2}(\omega) = \frac{vp_3^2}{|k_1^2 - k_2^2|} (2\omega + k_1 + k_2). \quad (18)$$

В последнем равенстве не следует пренебрегать суммой $k_1 + k_2$ при условии $2\omega \gg k_1 + k_2$, так как при больших численных значениях $k_1 + k_2$

логарифмоида $\lg w_{\Pi}(\omega)$ настолько выполаживается, что учет 2ω даже при $\omega=10\max\{k_1;k_2\}$ не приводит к заметному изменению функции. Покажем это. Обычно низшие собственные частоты ударных стенов имеют порядок 10^4 рад/с, а максимальные, практически интересные частоты спектра 10^5 рад/с. Пусть $2\omega=9(k_1+k_2)$, тогда $\lg(2\omega+k_1+k_2)=\lg(10(k_1+k_2))=\lg 10+\lg(10^4)=1+4$. Если ω меньше, то первое слагаемое будет меньше 1. Размерные величины, стоящие под знаками логарифмов, не должны настораживать, так как при сворачивании сумм логарифмов в логарифмы произведений в итоге получается безразмерная величина. Запишем выражение для ударного спектра в безразмерных величинах, разделив (16) на ускорение свободного падения g .

$$S(\omega) = \lg\left(\frac{w_{\Pi}}{g}\right) \quad (19)$$

Подставим в (19) выражение (17) и с учетом вышесказанного (18).

$$S(\omega) = \begin{cases} \lg\left(\frac{vp_3^2}{g|k_1-k_2|}\right) + 2\lg\omega - 2\lg\sqrt{k_1k_2}, & \omega \leq \sqrt{k_1k_2} \\ \lg\left(\frac{vp_3^2}{g|k_1-k_2|}\right), & \omega \geq \sqrt{k_1k_2} \end{cases} \quad (20)$$

Сопрягающая частота

$$\omega_0 = \sqrt{k_1k_2} = \sqrt[4]{p_1^2 p_2^2} \quad (21)$$

определяется из условия пересечения прямых (20). На рис.2 штриховой ломаной линией показан ударный спектр, полученный на основе представленного расчета (20) при исходных данных, совпадающих с вышеупомянутым экспериментом (рис.1).

Континуальная модель. Для описания упругих деформаций в столе и ударнике воспользуемся моделью стенода в виде прямого однородного стержня, в котором возникают продольные колебания. На рис.6 показана принятая динамическая модель ударного процесса в стеноде.

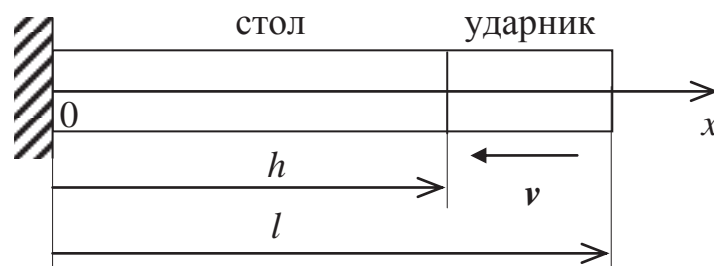


Рис. 6. Континуальная модель ударного стенода

h – длина стола; $l-h$ – длина ударника; \mathbf{v} – вектор начальной скорости ударника.. Запишем уравнение продольных колебаний стержня

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (22)$$

с граничными

$$u|_{x=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=l} = 0 \quad (23)$$

и начальными

$$u|_{t=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{t=0} = \begin{cases} 0, & x \in [0; h] \\ -v, & x \in [h; l] \end{cases} \quad (24)$$

условиями, где u – смещение точек стержня, имеющих первоначальную координату x , из-за его деформации; a – скорость распространения волны в стержне; E и ρ – модуль нормальной упругости и плотность материала стержня соответственно. Воспользуемся методом Фурье. Будем искать решение уравнения (22) в виде

$$u(x, t) = \sum_{n=0}^{\infty} X_n(x) T_n(t) \quad (25)$$

Граничным условиям (23) соответствуют функции

$$X_n(x) = \sin\left(\frac{(2n+1)\pi x}{2l}\right), \quad (26)$$

а первому начальному условию (24) –

$$T_n(t) = b_n \sin\left(\frac{(2n+1)\pi a t}{2l}\right) \quad (27)$$

Подставим (26) и (27) в (25) и далее во второе начальное условие (24). Домножив обе части полученного равенства на $X_n(x)$ и проинтегрировав их на интервале от 0 до l , в силу ортогональности собственных форм (26) получим

$$b_n = \frac{4v}{(2n+1)\pi a} \int_h^l \sin\left(\frac{(2n+1)\pi x}{2l}\right) dx = \frac{8vl}{(2n+1)^2 \pi^2 a} \cos\left(\frac{(2n+1)\pi h}{2l}\right) \quad (28)$$

Подставим (28), (27) и (26) в (25).

$$u(x, t) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{8vl}{(2n+1)^2 \pi^2 a} \cos\left(\frac{(2n+1)\pi h}{2l}\right) \sin\left(\frac{(2n+1)\pi a t}{2l}\right) \sin\left(\frac{(2n+1)\pi x}{2l}\right) \quad (29)$$

Определим функцию перемещения стола как смещение его середины

$$x_{\tilde{N}} = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{8vl}{(2n+1)^2 \pi^2 a} \cos\left(\frac{(2n+1)\pi h}{2l}\right) \sin\left(\frac{(2n+1)\pi a t}{2l}\right) \sin\left(\frac{(2n+1)\pi h}{4l}\right) \quad (30)$$

В силу быстрой сходимости ряда (30) ограничимся первым слагаемым при $n=0$. Тогда

$$x_{\ddot{N}} = a_m \sin(k_3 t), \quad \text{где } a_m = \frac{8vl}{\pi^2 a} \cos\left(\frac{\pi h}{2l}\right) \sin\left(\frac{\pi h}{4l}\right); \quad k_3 = \frac{\pi a}{2l}. \quad (31)$$

Продифференцируем дважды последнее равенство и изобразим на рис.7.

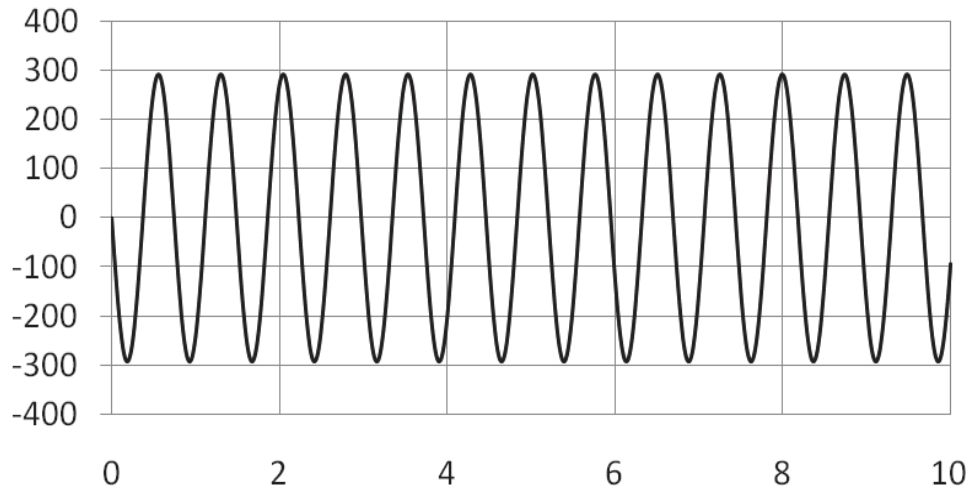


Рис. 7. Зависимость ударного ускорения (ед. “g”) от времени (мс) при моделировании стенда однородным стержнем

Надо обратить внимание на существенное отличие этого графика от показанных на рис.1 и 5, однако, его ударный спектр, рассчитанный приведенным ниже приближенным методом, практически неотличим от полученных точным методом (сплошная кривая на рис.2) и с помощью дискретной модели (20) (штриховая ломаная линия на рис.2). Покажем это. Возьмем преобразование Лапласа от перемещения стола (31)

$$X_{\ddot{N}} = a_m \frac{k_3}{p^2 + k_3^2}, \quad (32)$$

подставим в (2) и разложим на простейшие дроби.

$$X_{\ddot{I}} = \frac{\omega^2}{p^2 + \omega^2} a_m \frac{k_3}{p^2 + k_3^2} = \frac{a_m k_3 \omega^2}{k_3^2 - \omega^2} \left(\frac{1}{p^2 + \omega^2} - \frac{1}{p^2 + k_3^2} \right) \quad (33)$$

Запишем обратное преобразование Лапласа от (33).

$$x_{\ddot{I}} = \frac{a_m k_3 \omega^2}{k_3^2 - \omega^2} \left[\frac{1}{\omega} \sin(\omega t) - \frac{1}{k_3} \sin(k_3 t) \right] \quad (34)$$

После двойного дифференцирования по времени (34) на основании утверждений предшествующих (16) запишем равенство

$$w_{\ddot{I}}(\omega) = \frac{a_m k_3 \omega^2}{|k_3^2 - \omega^2|} (\omega + k_3) = \frac{a_m k_3 \omega^2}{|k_3 - \omega|} \quad (35)$$

Перепишем это выражение в виде аналогичном (17) и (18). Для низких частот ω можно принять

$$w_{i1}(\omega) = a_m \omega^2, \quad (36)$$

а для высоких

$$w_{i2}(\omega) = a_m 4k_3^2. \quad (37)$$

Последнее равенство соответствует локальному минимуму функции (35) при $\omega = 2k_3$. Через эту же точку проходит и аппроксимация (36). Запишем выражение для ударного спектра, полученного на основании рассмотрения континуальной модели стенда.

$$S(\omega) = \begin{cases} \lg\left(\frac{a_m}{g}\right) + 2\lg \omega, & \omega \leq 2k_3 \\ \lg\left(\frac{a_m}{g}\right) + 2\lg 2k_3, & \omega \geq 2k_3 \end{cases} \quad (38)$$

На рис.2 сплошной ломаной линией с маркерами показан ударный спектр, полученный на основе решения континуальной модели испытательного стенда и его грубой оценки (38).

Заключение

В статье разработаны и обоснованы приближенные оценки ударных спектров ускорения, воспроизводимых на испытательных стендах. Полученные формулы способствуют направленному поиску типоразмеров ударных стендов, выбору прокладок, скорости удара и других динамических параметров для создания ударных импульсов с требуемым спектром.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андриенко П.А., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Об испытаниях на комбинированные воздействия. Современное машиностроение. Наука и образование. 2012. № 2. С. 142-149.
2. Бабаков И.М. Теория колебаний. Гос. изд-во технико-теоретической литературы. М.: 1958. – 628 с.
3. ГОСТ Р 51371-99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие ударов.– М.,2000, 24 с.
4. Евграфов А.Н., Каразин В.И., Смирнов Г.А. Роторные стенды для воспроизведения параметров движения //Научно-технические

- ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 1999. № 3. С. 89-94.
5. Евграфов А.Н., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах // Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 1. С. 92-96.
 6. Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Особенности моделирования и воспроизведения виброударного воздействия. Теория механизмов и машин. 2013. Т. 11. № 22. С. 55-64
 7. Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Оптимизация параметров широкополосного виброударного механического стенда. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. С. 752
 8. Комаров И.С. Наземная экспериментальная отработка изделий ракетно-космической техники на ударное воздействие от пиротехнических средств разделения. Центральный научно-исследовательский институт машиностроения (ЦНИИ маш). Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 71, 22 с. www.mai.ru/science/trudy/
 9. Первозванский А.А. Курс теории автоматического управления: Учебное пособие. 2-е изд., стер. – СПб.: Издательство «Лань», 2010. – 624 с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература).
 10. Тимофеев Е.Г., Жуков И.А. К разработке численного метода исследования ударных процессов в стержневой системе машин ударного действия. Современное машиностроение: Наука и образование ММЕСЕ-2016. Материалы 5-й Международной научно-практической конференции 20 июня – 1 июля 2016 года, Санкт-Петербург. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016, С. 540-549.
 11. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
 12. Яровицын В.С., Литвинов С.Д., Каразин В.И., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Устройство для испытания изделий на виброударные нагрузки. Патент на изобретение RUS 2348021 14.05.2007
 13. Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications. // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002, 19 p
 14. Lee J.-R., Chia C.C., Kong C.-W., Review of pyroshock wave measurement and simulation for space systems. // J. Measurement, 2012, Vol. 45, pp. 631-642.

SHOCK RESPONSE SPECTRA AS A RESULT OF LINEAR INTERACTIONS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

This paper is dedicated to the simplified evaluation of Shock response spectrum as a result of the linear interactions with a table where a test object is placed. Shock response spectrum of functions is the maximum absolute acceleration of the oscillator when the base is moved according to the law of this function. Shock response spectrum is being calculated as a function of the frequency of the free motion of the oscillator. This calculation is based on the global maximum of a rapidly fluctuating non-monotonic function during the long period of time. The synthesis of the test bench characteristics for the reproduction of the necessary shock pulse is an even more complicated issue. The article deals with the discrete and continuous linear physical models of collision processes. The received evaluations of a shock response spectrum are represented with the simple analytical dependencies on the parameters of interacting bodies. The errors of the approximate calculations are negligible due to the traditional depiction of the shock response spectra in a logarithmic scale.

Key words: shock response spectrum, test bench, acceleration pulse.

REFERENCES

- [1] Andrienko P.A., Karazin V.I., Hlebosolov I.O. About combined effects tests. Modern mechanical engineering. : Science and education, 2012. № 2. Pp. 142-149. (rus)
- [2] Babakov I. M. Oscillation theory. State Publishing House of Technical and Theoretical Literature – Moscow, 1958. 628 p. (rus)
- [3] GOST R 51371-99. Test methods for resistance to mechanical external influencing factors of machines, instruments and other technical products. Impact tests. – Moscow, 2000. 24 p. (rus)
- [4] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Smirnov G.A. Rotary stands for the reproduction of motion parameters. Scientific and technical bulletins of St-Petersburg Polytechnic University, 1999. № 3. Pp. 89-94. (rus)
- [5] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Hlebosolov I.O. Reproduction of the motion parameters on rotary stands. The theory of mechanisms and machines. 2003. Volume 1. № 1. Pp. 92-96. (rus)
- [6] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Hlebosolov I.O. Peculiarities of the simulation and reproduction of vibration impact.

- The theory of mechanisms and machines. 2013. Volume 11. № 22. Pp. 55-64. (rus)
- [7] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Hlebosolov I.O. The parameters optimization of broadband vibro-impact mechanical stand. Modern mechanical engineering. : Science and education,. 2013. 752 p. (rus)
- [8] Komarov I. S. Ground-based experimental testing of rocket-space equipment products to impact from pyrotechnic separation means. TsNIIMash. Electronic journal “Works of Moscow Aviation Institute”. Issue № 71, 22 p. www.mai.ru/science/trudy/ (rus)
- [9] Pervozvansky A.A. The theory of automatic control. Tutorial. 2nd edition. St-Petersburg, Publishing House “Lan”, 2010. 624 p. (rus)
- [10] Timofeev E.G. Zhukov I.A. To the development of a numerical method for studying shock processes in the rod system of impact machines. Modern mechanical engineering: Science and education MMESE-2016. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. Pp. 540-549. (rus)
- [11] Timoshenko S.P., Young D.H., Weaver U. Fluctuations in Engineering. Translated from English into Russian – Moscow, Mechanical engineering, 1985. 472 p.
- [12] Yarovitsyn V.S., Litvinov S.D., Karazin V.I., Sukhanov A.A., Hlebosolov I.O. A device for testing products for vibro-impact loads. Invention patent. RUS 2348021 14.05.2007
- [13] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications. // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002, 19 p
- [14] Lee J.-R., Chia C.C., Kong C.-W., Review of pyroshock wave measurement and simulation for space systems.// J. Measurement, 2012, Vol. 45, pp. 631-642.

В.М. Третьяков

АЛГЕБРАИЧЕСКИЙ ПОДХОД К АНАЛИЗУ СТРОЕНИЯ ГРУППЫ ОДНОРОДНОЙ ПРОДУКЦИИ



Владимир Михайлович Третьяков, д.т.н., профессор
Ковровская государственная технологическая академия
им. В.А. Дегтярева Россия, г. Ковров
Тел.: (49232) 4-20-33, E-mail: tretykov.kovrov@list.ru.

Аннотация

В работе изложены основные положения алгебраического подхода к решению задачи анализа строения группы однородной продукции при групповом проектировании унифицированных изделий. Особенность предложенного подхода состоит в использовании структурных моделей, учитывающих узлы сопряжения изделий. Это позволяет применять алгебраические методы на всех этапах группового проектирования. Приведен пример анализа строения группы грузоподъемных манипуляторов.

Ключевые слова: групповое проектирование, группа однородной продукции, алгебраический подход, узлы сопряжения, унификация.

Введение. Для повышения эффективности создания унифицированных изделий все шире используется метод группового проектирования [1 – 11], который включает: 1) этап выбора объекта разработки (группы проектируемых изделий); 2) разработку элементной базы (ЭБ) составных частей (СЧ) изделий группы; 3) разработку методики синтеза изделий на основе ЭБ и синтез изделий.

Объектом группового проектирования является группа однородной продукции, изделия которой выполняют схожие функции. Облик (концепция) создаваемой группы зависит от выполняемых функций,

условий функционирования изделий, номенклатуры их технических характеристик, свойств, внешних и выходных параметров.

Важнейшая задача, решаемая при выборе объекта проектирования, - анализ строения разрабатываемой группы изделий. Для ее решения определяются принципы действия и структуры изделий, которые предопределяют их типы, типоразмеры, модификации и существующие между ними взаимосвязи. Результаты анализа используются при разработке ЭБ группы, позволяют оценить ее перспективность и возможный уровень унификации. Для формализации этого процесса предлагается алгебраический подход, основанный на использовании структурных моделей, учитывающих узлы сопряжения изделий и их СЧ [12, 13]. Под узлом сопряжения понимается совокупность фрагментов СЧ, служащих для взаимодействия с другим объектом [14].

Структурные модели изделий и их составных частей. Множество E составных частей (компонентов), из которых построены изделия группы, разбивается на непересекающиеся классы. В один класс E_i объединяются компоненты e_{ik} , выполняющие одинаковые функции, имеющие один и тот же вектор конструктивных параметров V_i и одинаковый состав узлов сопряжения $R_i = (a_{ij})$. Каждый узел компонента характеризуется конкретными значениями множества признаков π_{pq} .

Компоненты класса, отличающиеся параметрами, исполнениями узлов сопряжения и их составом, будем называть *модификациями*. Если у компонента не используется какой-либо узел сопряжения, то считаем, что $a_{ij} = 0$. *Типоразмер компонента* определяется параметрами потоков, которые через него проходят. Компоненты e_1 и e_2 , передающие потоки с разными значениями параметров, будем относить к разным типоразмерам, которые будем учитывать, используя преобразование подобия $s \in S^G$ такое, что $se_1 = e_2$ [13]. Оно не влияет на состав узлов сопряжения, но влияет на признаки узлов сопряжения и может влиять на конструктивные параметры СЧ. Множество S^G представляет собой полугруппу с единицей относительно композиции преобразований. Ряды предпочтительных чисел (ГОСТ 8032-84) представляют собой геометрические прогрессии вида $a_0\varphi^f$ со знаменателями φ равными $\sqrt[5]{10}$, $\sqrt[10]{10}$ и т.д., где $f = 0, 1, 2, \dots$ - порядковый номер члена ряда; a_0 - первый член ряда, которому присваивается нулевой номер. Каждый из таких рядов образует множество S^G , элементы которого определяют типоразмеры СЧ.

Номер элемента ряда (f)	0	1	2	3	4	...
Значение элемента ряда	$a_0\varphi^0 = a_0$	$a_0\varphi^1$	$a_0\varphi^2$	$a_0\varphi^3$	$a_0\varphi^4$...
S^G	s_0	s_1	s_2	s_3	s_4	...

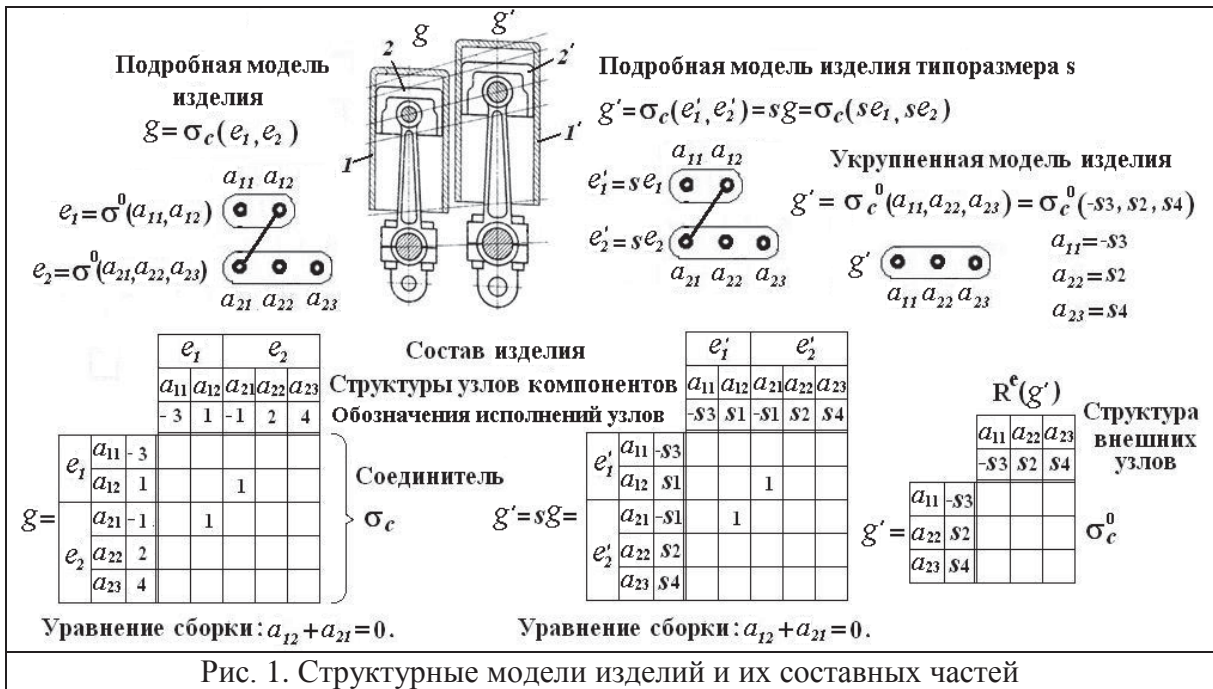


Рис. 1. Структурные модели изделий и их составных частей

Для построения сложных конструкций компоненты объединяются путем соединения их узлов сопряжения (рис. 1). Полученные сборки $c = \sigma(e_1, e_2, \dots, e_n)$ отличаются составом, представляющим собой множество $\{e_1, e_2, \dots, e_n\}$ входящих в них компонентов, и структурой σ (соединителем). Соединитель можно представить в виде графа связей узлов сопряжения (число вершин в этих графах вдвое больше числа ребер), матрицы смежности \mathcal{R}^a узлов сопряжения или матрицы инцидентности \mathcal{Z}^a . На основе \mathcal{R}^a можно построить матрицу смежности компонентов \mathcal{R}^e . Матрица смежности \mathcal{R}^a содержит не более одного единичного элемента в каждой строке и столбце, а матрица \mathcal{Z}^a - только по одной единице в каждой строке. Указанные особенности связаны с тем, что любой узел сопряжения может соединяться только с одним другим узлом. Компонент ЭБ может быть представлен как «сборка», образованная узлами сопряжения: $e = \sigma^0(a_1, a_2, \dots, a_n)$. Используемый соединитель не содержит ребер. Ему соответствует нулевая матрица смежности (рис. 1).

При анализе строения группы однородной продукции будем считать, что тип изделия определяется его соединителем σ . К одному типу относятся изделия, структурные модели которых являются подграфами одного и того же максимального графа изделий данного типа. Изделия одной модификации имеют один и тот же состав компонентов. Типоразмер изделия определяется типоразмерами его компонентов, которые задаются преобразованиями подобия.

Подробное изложение методики использования алгебраического подхода для анализа структуры группы однородной продукции в рамках одной статьи не представляется возможным, поэтому далее она излагается схематично.

Методика анализа строения группы однородной продукции иллюстрируется на пример изделий «манипуляторы грузоподъемные» (таблица 2). Десять изделий группы ($H=10$) построены на основе четырнадцати исполнений СЧ ($Q=14$), относящихся к трем классам. Информация о строении изделий группы представлена графами (рис. 2).

По данным, приведенным в таблице 2 и на рис. 2, получим: $\sum_{j=1}^H n_j = 42$, n_j – (число СЧ в j -ом изделии); $n_{\max} = 7$ – максимальное число типоразмеров СЧ в одном изделии; $n = 4,2$ – среднее число типоразмеров СЧ в одном изделии группы. Максимально достижимый коэффициент межпроектной унификации $K_{MY} = (\sum_{j=1}^H n_j - Q) / (\sum_{j=1}^H n_j - n_{\max}) = 0,8$; показатель интегрированности группы изделий $\alpha = 1 - \ln(Q/n) / \ln(H) = 0,477$ [15].

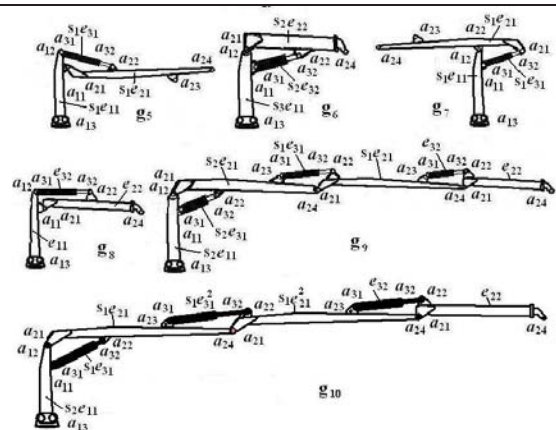
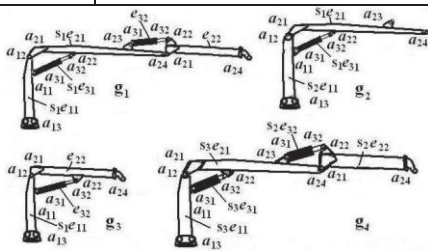
Для анализа строения группы однородной продукции используются матрица $M_{\tilde{N}\tilde{E}}$ состава компонентов изделий и матрица $M_{\tilde{N}C\tilde{E}}$ состава соединений узлов сопряжения компонентов изделий, построенные на основе данных рис. 2. Соединения C_1, C_2, \dots и т.д. показаны ребрами графов. Каждый компонент или соединение, несколько раз используемые в одном изделии, учитывается введением в матрицы состава нескольких столбцов, число которых равно числу экземпляров данного компонента или соединения. На основе этих матриц строятся матрицы прототипов и относительного сходства [13].

Чтобы выявить строение группы необходимо разделить входящие в нее изделия по типам, модификациям и типоразмерам. **Определение типоразмеров изделий группы и приведение их к максимальному типоразмеру** – первый шаг в анализе ее строения. Это связано с тем, что относящиеся к разным типоразмерам изделия одной и той же модификации можно трактовать, как изделия разных модификаций из-за различий в составе компонентов.

Типоразмер изделия определяется типоразмерами используемых СЧ. Зависимость первого от вторых может быть разная. В рассматриваемом примере предполагается, что типоразмер изделия определяется максимальным типоразмером СЧ, число которых в нем не менее двух. Данные о типоразмерах изделий разрабатываемой группы однородной продукции приведены в таблице 3.

Таблица 2

Состав изделий группы $G = \{g_1, g_2, g_3, g_4, g_5, g_6, g_7, g_8, g_9, g_{10}\}$, $H = 10$



Формулы состава изделий:

$$g_1 = \sigma_1(s_1e_{11}, s_1e_{21}, e_{22}, s_1e_{31}, e_{32});$$

$$g_2 = \sigma_2(s_1e_{11}, s_1e_{21}, s_1e_{31});$$

$$g_3 = \sigma_3(s_1e_{11}, e_{22}, e_{32});$$

$$g_4 = \sigma_4(s_3e_{11}, s_3e_{21}, s_2e_{22}, s_3e_{31}, s_2e_{32});$$

$$g_5 = \sigma_5(s_1e_{11}, s_1e_{21}, s_1e_{31});$$

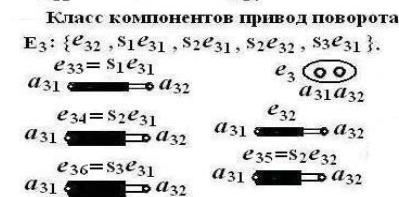
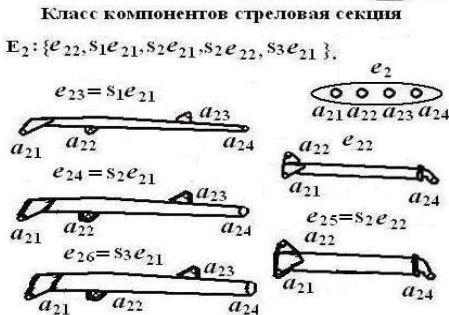
$$g_6 = \sigma_6(s_3e_{11}, s_2e_{22}, s_2e_{32});$$

$$g_7 = \sigma_7(s_1e_{11}, s_1e_{21}, s_1e_{31}); \quad g_8 = \sigma_8(e_{11}, e_{22}, e_{32});$$

$$g_9 = \sigma_9(s_2e_{11}, s_1e_{21}, s_2e_{21}, e_{22}, e_{32}, s_1e_{31}, s_2e_{31}),$$

$$g_{10} = \sigma_{10}(s_2e_{11}, s_1e_{21}, s_1e_{21}^2, e_{22}, e_{32}, s_1e_{31}, s_1e_{31}^2).$$

ЭБ $E = \{e_{11}, s_1e_{11}, s_2e_{11}, s_3e_{11}, s_1e_{21}, s_2e_{21}, s_3e_{21}, e_{22}, s_2e_{22}, s_1e_{31}, s_2e_{31}, s_3e_{31}, e_{32}, s_2e_{32}\}$, $Q = 14$



Формулы компонентов

Класс компонентов E_1 (одна модификация):

$$e_{11} = \sigma^0(a_{11}, a_{12}); \quad e_{12} = s_1e_{11} = \sigma^0(a_{11}, a_{12});$$

$$e_{13} = s_2e_{11} = \sigma^0(a_{11}, a_{12}); \quad e_{14} = s_3e_{11} = \sigma^0(a_{11}, a_{12}).$$

Класс компонентов E_2 (две модификации):

$$e_{22} = \sigma^0(a_{21}, a_{22}); \quad e_{23} = s_1e_{21} = \sigma^0(a_{21}, a_{22}, a_{23}, a_{24});$$

$$e_{24} = s_2e_{21} = \sigma^0(a_{21}, a_{22}, a_{23}, a_{24});$$

$$e_{25} = s_2e_{22} = \sigma^0(a_{21}, a_{22});$$

$$e_{26} = s_3e_{21} = \sigma^0(a_{21}, a_{22}, a_{23}, a_{24}).$$

Класс компонентов E_3 (две модификации):

$$e_{32} = \sigma^0(a_{31}, a_{32}); \quad e_{33} = s_1e_{31} = \sigma^0(a_{31}, a_{32});$$

$$e_{34} = s_2e_{31} = \sigma^0(a_{31}, a_{32}); \quad e_{35} = s_2e_{32} = \sigma^0(a_{31}, a_{32});$$

$$e_{36} = s_3e_{31} = \sigma^0(a_{31}, a_{32}).$$

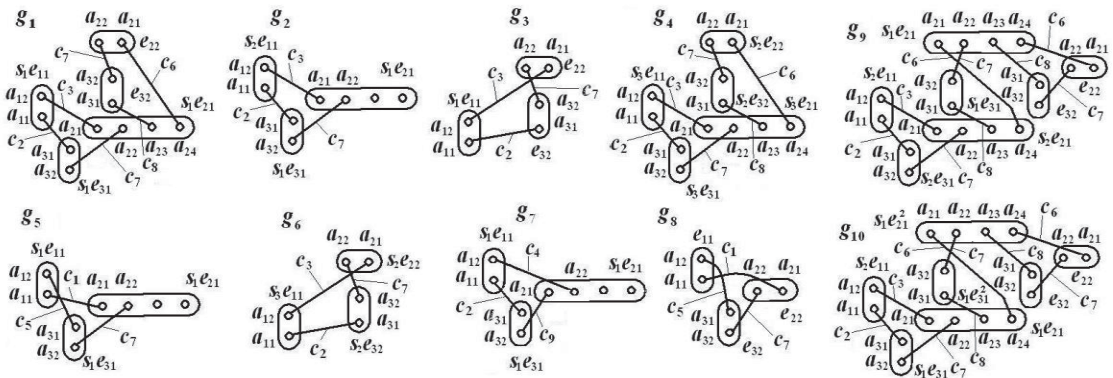


Рис. 2. Структурные модели изделий группы

Каждое изделие группы приводится к максимальному типоразмеру путем применения к его компонентам соответствующего преобразования подобия. Оно таково, что его композиция с преобразованиями, уже применяемыми для СЧ, не приводит к появлению компонентов большего типоразмера чем допускаемые заданным множеством преобразований подобия $S^G = \{s_0, s_1, s_2, s_3\}$. Эти преобразования указаны в таблице 3. Результаты применения преобразований проиллюстрированы фрагментом транспонированной матрицы $M_{\dot{N}E}$ состава компонентов изделий группы (табл. 3). Зачеркнутые единицы соответствуют компонентам до преобразования, остальные единицы показывают полученные варианты СЧ больших типоразмеров.

Таблица 3

Состав изделий, приведенных к максимальному типоразмеру, $H = 10$												
№ СЧ	Класс СЧ	Обозначение СЧ	Изделия группы и их типоразмеры									
			g_1	g_2	g_3	g_4	g_5	g_6	g_7	g_8	g_9	g_{10}
			s_1	s_1	s_0	s_3	s_1	s_2	s_1	s_0	s_2	s_1
			Преобразования подобия, увеличивающие типоразмер									
			s_2	s_1	s_2	s_0	s_2	s_0	s_2	s_3	s_1	s_1
1	E_1	e_{11}	0	0	0	0	0	0	0	≠	0	0
2		$s_1 e_{11}$	≠	0	≠	0	≠	0	≠	0	0	0
3		$s_2 e_{11}$	0	≠	0	0	0	0	0	0	≠	≠
4		$s_3 e_{11}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	E_2	$s_1 e_{21}$	≠	≠	0	0	≠	0	≠	0	≠	≠
6		$s_2 e_{21}$	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1

Для определения модификаций изделий группы анализируется состав изделий, приведенных к максимальному типоразмеру. Для этого определяется матрица прототипов $M_{\Pi} = M_{СИ} M_{СИ}^T$. По ней строится матрица относительного сходства M_{OC} . Ее элементы получают делением числа из матрицы прототипов, приведенного в одноименной ячейке, на число, расположенное на главной диагонали того же столбца [13]. Обнуление элементов меньших единицы, преобразует матрицу M_{OC} в матрицу смежности A_M графа (рис. 3, а), отражающего сходство состава компонентов изделий.

Чтобы выявить модификации необходимо определить компоненты сильной связности графа. Каждая из них соответствует одной из модификаций изделий группы. Для этого определяется матрица

достижимости: $T_M = \text{sign}[E + A_M + A_M^2 + A_M^3 + \dots + A_M^{H-1}]$ [16]. С помощью матрицы сильной связности $S_M = T_M \& T_M^T$ выделяются модификации изделий (табл. 4).

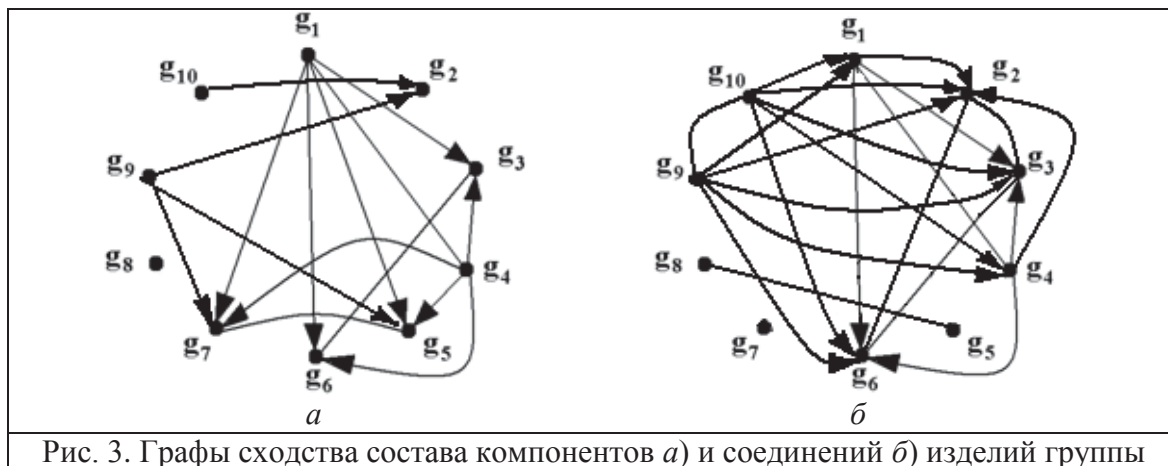


Рис. 3. Графы сходства состава компонентов *a*) и соединений *б*) изделий группы

Таблица 4

Изделия одной модификации $M_k = \{g_i, g_j, \dots, g_p\}$ имеют один и тот же состав.																																																																																																																																					
$M_1 = \{g_1, g_4\}$ $s_2 \tilde{n} \tilde{n} \tilde{d} \hat{a} (g_1) = s_2 \{s_1 e_{11}, s_1 e_{21}, e_{22}, s_1 e_{31}, e_{32}\} =$ $= \tilde{n} \tilde{n} \tilde{d} \hat{a} (g_4) = \{s_3 e_{11}, s_3 e_{21}, s_2 e_{22}, s_3 e_{31}, s_2 e_{32}\}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="11">Матрица сильной связности по сходству компонентов</th> </tr> <tr> <th></th> <th>g1</th> <th>g4</th> <th>g2</th> <th>g3</th> <th>g6</th> <th>g5</th> <th>g7</th> <th>g8</th> <th>g9</th> <th>g10</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <th>g1</th> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g4</th> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g2</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g3</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g6</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g5</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g7</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g8</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g9</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <th>g10</th> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	Матрица сильной связности по сходству компонентов												g1	g4	g2	g3	g6	g5	g7	g8	g9	g10	g1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	g4	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	g2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	g3	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	g6	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	g5	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	g7	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	g8	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	g9	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	g10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Матрица сильной связности по сходству компонентов																																																																																																																																					
	g1	g4	g2	g3	g6	g5	g7	g8	g9	g10																																																																																																																											
g1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0																																																																																																																											
g4	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0																																																																																																																											
g2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0																																																																																																																											
g3	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0																																																																																																																											
g6	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0																																																																																																																											
g5	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0																																																																																																																											
g7	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0																																																																																																																											
g8	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0																																																																																																																											
g9	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0																																																																																																																											
g10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1																																																																																																																											
$M_2 = \{g_2\}$, $g_2 = \sigma_2(s_1 e_{11}, s_1 e_{21}, s_1 e_{31})$.																																																																																																																																					
$M_3 = \{g_3, g_6\}$, $s_2 \tilde{n} \tilde{n} \tilde{d} \hat{a} (g_3) = s_2 \{s_1 e_{11}, e_{22}, e_{32}\} = \tilde{n} \tilde{n} \tilde{d} \hat{a} (g_6) =$ $= \{s_3 e_{11}, s_2 e_{22}, s_2 e_{32}\}$.	$M_5 = \{g_8\}$, $g_8 = \sigma_8(e_{11}, e_{22}, e_{32})$.																																																																																																																																				
$M_4 = \{g_5, g_7\}$, $\tilde{n} \tilde{n} \tilde{d} \hat{a} (g_5) = \{s_1 e_{11}, s_1 e_{21}, s_1 e_{31}\} =$ $= \tilde{n} \tilde{n} \tilde{d} \hat{a} (g_7) = \{s_1 e_{11}, s_1 e_{21}, s_1 e_{31}\}$.	$M_6 = \{g_9\}$, $g_9 = \sigma_9(s_2 e_{11}, s_1 e_{21}, s_2 e_{21}, e_{22}, e_{32}, s_1 e_{31}, s_2 e_{31})$.																																																																																																																																				
	$M_7 = \{g_{10}\}$, $g_{10} = \sigma_{10}(s_2 e_{11}, s_1 e_{21}, s_1 e_{21}^2, e_{22}, e_{32}, s_1 e_{31}, s_1 e_{31}^2)$.																																																																																																																																				

При определении типов изделий группы будем считать одинаковыми соединения СЧ, которые осуществляются одной и той же парой узлов сопряжения. Например, соединение C_1 , образуемое узлами сопряжения $\{a_{11}, a_{21}\}$, используется в изделиях g_5 и g_8 (рис. 2). В таблице 5, являющейся транспонированным вариантом матрицы состава соединений $M_{\tilde{N}C\tilde{E}}^{\hat{O}}$, приведены данные о соединениях, используемых в изделиях группы. Определяется матрица прототипов $M_{\tilde{I}C} = M_{\tilde{N}C\tilde{E}} M_{\tilde{N}C\tilde{E}}^{\hat{O}}$, отражающая

сходство изделий по соединениям. По ней строится матрица относительного сходства $M_{\hat{N}C}$. Обнуление элементов меньших единицы, преобразует ее в матрицу смежности A_T графа (рис. 3, б), отражающего сходство изделий группы по соединениям. Определяется матрица достижимости графа $T_T = \text{sign}[E + A_T + A_T^2 + A_T^3 + \dots + A_T^{H-1}]$. К изделиям одного типа относятся изделия, структурные модели которых являются подграфами одного и того же графа, поэтому с помощью матрицы односторонней связности $S_T = T_T \vee T_T^T$ выделяются типы изделий (табл. 6).

Таблица 5

Обозначения используемых соединений и соединяемых узлов сопряжения													
Изделия	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6		C_7			C_8		C_9
	a_{11}	a_{11}	a_{12}	a_{12}	a_{12}	a_{21}		a_{22}			a_{23}		a_{21}
	a_{21}	a_{31}	a_{21}	a_{22}	a_{31}	a_{24}		a_{32}			a_{31}		a_{32}
g_1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0
g_2	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
g_3	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
g_4	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	0	0
g_5	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0
g_6	0	1	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
g_7	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1
g_8	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0
g_9	0	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0
g_{10}	0	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0

Таблица 6

Типы изделий														
Изделия одного типа $T = \{g_1, g_2, \dots, g_i\}$ имеют схожий соединитель.														
$T_1 = \{g_1, g_2, g_3, g_4, g_6, g_9, g_{10}\} \cdot$ $\sigma_9 = \sigma_{10} = (c_2, c_3, c_6, c_7, c_8, c_6, c_7, c_7, c_8),$ $\sigma_9 \supset \sigma_1 = \sigma_4 = (c_2, c_3, c_7, c_8, c_6, c_7),$ $\sigma_9 \supset \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_6 = (c_2, c_3, c_7).$					Матрица односторонней связности по сходству соединений									
					$g1$	$g2$	$g3$	$g4$	$g6$	$g9$	$g10$	$g5$	$g8$	$g7$
					$g1$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g2$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g3$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g4$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g6$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g9$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g10$	1	1	1	1	1	1	0	0	0
					$g5$	0	0	0	0	0	0	1	1	0
					$g8$	0	0	0	0	0	0	1	1	0
					$g7$	0	0	0	0	0	0	0	0	1
$T_2 = \{g_5, g_8\} \cdot \sigma_5 = \sigma_8 = (c_1, c_5, c_7).$														
$T_3 = \{g_7\} \cdot \sigma_7 = (c_2, c_4, c_9).$														

В результате каждому изделию можно поставить в соответствие тройку номеров (i, j, f) , указывающих индексы соответствующих множеств типов T_i , модификаций M_j и типоразмеров S_f . В таблице 7 приведена табличная форма, описывающая строение группы изделий.

Таблица 7

S_0	S_1	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_6	M_7
S_2	S_3							
T_1		g_1	g_2	g_3			g_9	g_{10}
T_2					g_5	g_8		
T_3					g_7			

Для анализа возможностей расширения номенклатуры изделий группы можно использовать таблицу 7. Перемножив число типов, модификаций и типоразмеров изделий, получим максимальный объем группы равный 84 изделиям. Из них используются только 10. Преобразование подобия можно применять к изделиям любых модификаций и типоразмеров. Модификации и типы не могут применяться в любых сочетаниях. Они находятся в определенной взаимосвязи. Модификации определяются составными частями изделий, а типы - используемыми соединениями, которые осуществляются узлами сопряжения СЧ. Условием совместимости модификаций и типов изделий является включение множества классов компонентов, входящих в модификацию, в состав классов компонентов изделий, относящихся к определенным типам. Это связано с тем, что компоненты одного класса имеют одинаковый состав узлов сопряжения, поэтому достаточно соответствия классов компонентов. В таблице 7 пустые ячейки, соответствующие этому условию, выделены цветом. Из 84 теоретически возможных изделий нельзя получить 24, для которых условие совместимости не выполняется. Для создания 60 изделий потребуется как минимум 20 типоразмеров СЧ (по 4 типоразмера каждой из пяти модификаций, табл. 2). Максимально возможные показатели унификации для группы: $K_{MY} = 0,939$, $\alpha = 0,586$.

Выводы. Алгебраический подход, основанный на применении структурных моделей изделий, учитывающих узлы сопряжения, позволяет решать задачи на разных этапах группового проектирования. На начальных этапах появляется возможность определить строение разрабатываемой группы однородной продукции, а также оценить возможный уровень унификации. Кроме того, создаются предпосылки для более эффективного решения задачи разработки унифицированной ЭБ группы однородной продукции алгебраическими методами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коробкин В. А. Основные положения методологии системного проектирования сложных многофункциональных комплексов машин // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2006. – № 4 (13). – С.8-14.
2. Гуськов А.В. Использование методов унификации и типизации при проектировании колесных тракторов // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2009. – № 1 (22). – С.8-15.
3. Лысаков А.Д., Труханов В.М. Достичь оптимального уровня унификации изделий современной техники // Стандарты и качество. – 2013. – №7. – С. 60-62.
4. Утёшев Г. В. Классификация и группирование технологических объектов многономенклатурного производства // Вестник МГТУ «Станкин». – 2010. – №2 (10). – С. 48 – 50.
5. Скопец Г.М., Степанов В.Д. Основные положения методологии группового проектирования унифицированных летательных аппаратов // Вооружение и экономика. – 2012. – №1(17). – С.30-38.
6. Советкин Ю.А., Степанова Н.В. Анализ требований к развитию или появлению новых отечественных семейств ракет-носителей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2010. – №1(21). – С.84-89.
7. Концепция создания нового семейства многофункциональных автомобилей модульной конструкции на общей агрегатной базе / Дзоценидзе Т.Д. [и др.] // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – №6(22). – С.42-48.
8. Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка высокоподвижных бронированных колесных и гусеничных машин нового поколения [Электронный ресурс] // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – вып. 3. – С.1-5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/633.html>. (дата обращения 14.03.2017).
9. Третьяков В.М. Групповое проектирование унифицированных редукторов для приборов следящего привода. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Владимирский политехнический институт. Владимир. 1987.
10. Третьяков В.М. Групповая технология создания семейства изделий // Вестник машиностроения. – 2000. – №4. – С.45-48.
11. Simpson, T. W., Siddique, Z., & Jiao, J. Product platform and product family design: Methods and applications. New York: Springer, 2006. – 548 p.

12. Третьяков В.М. Применение узлов сопряжения при проектировании изделий // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – №4. – С. 443-453.
13. Третьяков В.М. Конструирование семейств изделий машиностроения. Монография: [в 2 ч]. / В.М. Третьяков; Федеральное агентство по образованию, Гос. образовательное учреждение высшего проф. образования «Ковровская гос. Технологическая акад. им. В. А. Дегтярева». Ковров, 2009.
14. Третьяков В.М. Конструктивное и функциональное единство составных частей устройства в полезных моделях // Патентный поверенный. – 2016. – №6. –С. 49-59.
15. Третьяков В.М. Оценка разнообразия составных частей выпускаемых изделий // Стандарты и качество. – 2014. – №12(930). – С. 34 – 36.
16. Горбатов В. А. Фундаментальные основы дискретной математики. Информационная математика. — М.: Наука. Физматлит, 2000. – 544 с.

V.M. Tretyakov

AN ALGEBRAIC APPROACH TO THE STRUCTURAL ANALYSIS OF A HOMOGENOUS PRODUCT CATEGORY

V. A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy, Russia

Abstract

The paper presents basic principles of an algebraic approach to the structural analysis of a homogenous product category when performing a group design of unified products. The peculiarity of the approach under consideration lies in the use of structural models of products and their components taking into account interface nodes. It allows applying algebraic methods on all stages of the group design. The paper gives an example of the structural analysis of weight lifting manipulators group.

Key words: group design, homogenous product category, algebraic approach, interface nodes, unification.

REFERENCES

- [1] Korobkin V. A. Osnovnye pologeniy metodologii sistemnogo proektirovaiy clognyh mnogofunktionalnyh kompleksov mashin // Vestnik Belorusskogo-Rossiyskogo universiteta. – 2006. – № 4 (13). – P.8-14. (rus.)

- [2] Guskov A.V. Ispolzovanie metodov unifikacii i tipizacii pri proektirovanii kolesnyh traktorov // Vestnik Belorusskogo-Rossiyskogo universiteta. – 2009. – № 1 (22). – P.8-15. (rus.)
- [3] Lysakov A.D., Truhanov V.M. Dostich optimalnogo urovnia unifikacii izdeliy sovremennoy tehniky // Stadarty i kachestvo. – 2013. – №7. – P. 60-62. (rus.)
- [4] Uteshev G.V. Klassifikacia i gruppirovaniye tehnologicheskikh obektov mnogonomenklaturnogo proizvodstva // Vestnik MGTU «Stankin». – 2010. – №2 (10). – P. 48 – 50. (rus.)
- [5] Skopets G.M., Stepanov V.D. Osnovnyye pologeniy metodologii gruppovogo proektirovaniy unificirovannyh letatrlnyh apparatov // Voorugeniye i ekonomika. – 2012. – №1(17). – P.30-38. (rus.)
- [6] Sovetkin U.A., Stepanov N.V. Analiz trebovaniy k razvitiyu ili poiavleniy novykh otechestvennyh semeystv raket-nositeley // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. – 2010. – №1(21). – P.84-89. (rus.)
- [7] Kopeczia sozdaniya novogo semeystva mnogofunkcionalnyh avtomobiley modulnoi konstrukcii na obschey agregatnoi baze / Dzocenidze T.D. [i dr.] // Tehnologiya kolesnyh i gusenichnyh mashin. – 2015. – №6(22). – P.42-48. (rus.)
- [8] Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Pazpabotka vysokopodvignyx bronirovannyh kolesnyh i gusenichnyh mashin novogo pokoleniya [Elektronnyi resurs] // Ingenernyi gurnal: nauka i innovacii. –2013. – vyp.3. –P.1-5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/633.html>. (data obrascheniya 14.03.2017). (rus.)
- [9] Tretyakov V.M. Gruppovoe proektirovaniye unificirovannyh reduktorov dlia priborov slediaschego privoda. Dissertcia na soiskanie uchenoi stepeni kandidata tehniceskikh nauk / Vladimirskiy politehnicheskii institut. Vladimir. 1987. (rus.)
- [10] Tretyakov V.M. Gruppvaia tehnologia sozdaniya semeystva izdeliy // Vestnik mashinostroeniya. – 2000. – №4. – P.45-48. (rus.)
- [11] Simpson, T. W., Siddique, Z., & Jiao, J. Product platform and product family design: Methods and applications. New York: Springer, 2006. – 548 p.
- [12] Tretyakov V.M. Application of junctions for product design // Modern mechanical engineering: Science and education. – 2014. – №4. – P. 443-453. (rus.)
- [13] Tretyakov V.M. Designing of families of products of mechanical engineering. Monography [in 2 parts] / V.M. Tretyakov. Kovrov. FAE SEI HE «V. A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy», 2009. (rus.)

- [14] Tretyakov V.M. Konstruktivnoe i funkcionalnoe edinstvo sostavnyx chastei ustroistva v poleznyh modeliah // Patentny poverennyi. – 2016. – №6. – P. 49-59. (rus.)
- [15] Tretyakov V.M. Ocenka raznoobrazia sostavnyx chastei vypuskaemyh izdelii // Stadarty i kachestvo. – 2014. – №12(930). – P. 34 – 36. (rus.)
- [16] Gorbatov V.A. Fundamentalnye osnovy diskretnoi matematiki. Informacionnaia matematika. — M.: Nauka. Fizmatlit, 2000.—544 p. (rus.)

Г.В. Филиппенко

ВОЛНЫ С ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ГРУППОВОЙ СКОРОСТЬЮ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ, ЗАПОЛНЕННОЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ЖИДКОСТЬЮ



Георгий Викторович Филиппенко, к.ф.-м.н., с.н.с.,
Институт проблем машиноведения РАН,
Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: (812)3214763, E-mail: g.filippenko@gmail.com
Санкт-Петербургский государственный университет, 7-9,
Университетская наб., 199034, E-mail: g.filippenko@spbu.ru

Аннотация

В работе рассмотрены совместные колебания бесконечной тонкой пустой цилиндрической оболочки типа Кирхгофа-Лява и идеальной акустической жидкости полностью ее заполняющей. Рассматривается задача о свободных колебаниях оболочки. Рассмотрен стационарный случай. Находятся распространяющиеся волны и потоки энергии в этой системе. Особое внимание уделено исследованию волн с отрицательной групповой скоростью в окрестности точки, соответствующей кратным корням дисперсионного уравнения. Обсуждается качественное различие компонент потока энергии для случая кратных корней и регулярного случая. Устанавливаются возможные области применимости полученных эффектов.

Ключевые слова: распространение волн, цилиндрическая оболочка, колебания оболочек, локальные и интегральные потоки энергии

Введение и постановка задачи

Цилиндрическая оболочка это один из важнейших элементов при моделировании акустических волноводов, различных трубопроводов и т.д.

[1-4]. Наличие жидкости внутри или снаружи оболочки значительно обогащает картину волновых процессов [5-17]. При определённом сочетании параметров, в случае жидкости внутри оболочки, в последней, уже на первых модах, возможно появление волны с отрицательной групповой скоростью. В случае жидкости снаружи оболочки [12], подобный эффект не наблюдался (для случая реальных материалов и жидкостей). Заметим, что в последнее время, помимо исследования кинематических и динамических характеристик процессов в различных оболочках используется и энергетический анализ, в том числе и анализ потоков энергии [5-10], [13-16].

Постановка задачи и получение представления для акустического и волнового полей аналогичны рассмотренным в [5]. Рассматривается стационарный процесс совместных свободных колебаний бесконечно протяженной пустой цилиндрической оболочки и полностью заполняющей её жидкости. Введем цилиндрическую систему координат (r, φ, z) , где ось z совпадает с осью цилиндра, и локальную систему координат $(\mathbf{t}, \mathbf{n}, \mathbf{k})$, где вектора \mathbf{t}, \mathbf{n} соответственно касательный и нормальный единичные вектора к оболочке, а вектор \mathbf{k} – единичный вектор вдоль оси z (рис. 1а). В качестве переменных, описывающих акустическое и вибрационное поля в системе, выберем акустическое давление в жидкости P и вектор смещений оболочки $\mathbf{u}(\varphi, z) = (u_r, u_z, u_n)^T$ (T — знак операции транспонирования). Акустическое давление $P(r, \varphi, z)$ в жидком пространстве, окружающем оболочку, подчиняется уравнению Гельмгольца

$$(\Delta + k^2)P(r, \varphi, z) = 0; \quad k = \frac{\omega}{c}, \quad 0 < r < R, \quad 0 \leq \varphi < 2\pi.$$

где $k = \omega/c$ — волновое число в жидкости; c — скорость распространения звука в жидкости; ω — частота; R — радиус цилиндрической оболочки. Зависимость всех процессов от времени предполагаем гармонической, а временной фактор $\exp\{-i\omega t\}$ условимся всюду опускать. На границе оболочка – жидкость имеют место безотрывность движения жидкости и цилиндра

$$u_n(\varphi, z) = \frac{1}{\rho_w \omega^2} \left. \frac{\partial P(r, \varphi, z)}{\partial r} \right|_{r=R+0}; \quad 0 \leq \varphi < 2\pi, \quad -\infty < z < +\infty,$$

и баланс сил, действующих на цилиндр

$$\mathbf{L}\mathbf{u} = \frac{R^2}{\rho c_s^2} (0, 0, P|_{r=R+0})^T; \quad 0 \leq \varphi < 2\pi, \quad -\infty < z < +\infty \quad (1)$$

Здесь \mathbf{L} матричный дифференциальный оператор из [5]. Граничные условия дополняются условием на бесконечности $z = \pm\infty$ [18]. Рассматриваются однородные волны в системе, бегущие из $z = -\infty$ в $z = +\infty$.

Введем следующие обозначения: ρ_w — плотность жидкости, $c_s = \sqrt{Eh/((1-\nu^2)\rho)}$ — скорость распространения волн деформации срединной поверхности цилиндрической оболочки, E , ν и ρ_s — модуль Юнга, коэффициент Пуассона и объемная плотность материала оболочки соответственно, h — толщина оболочки, $\rho = \rho_s h$ — её поверхностная плотность. Дополнительно установим безразмерные параметры: толщину цилиндрической оболочки $h^* = h/R$; скорость распространения волн в оболочке $c^* = c_s/c$; частоту $w = \omega R/c_s$; параметр, характеризующий относительную толщину оболочки $\alpha^2 = (1/12)(h/R)^2$.

Заметим, что в работе используется модель оболочки Кирхгофа-Лява из [19].

Получение представления для акустического и вибрационного полей

Вибрационные и акустические поля в системе полностью описываются парой $\{\mathbf{u}, P\}$. Учтем, что в соответствии с уравнением неразрывности нормальные смещения u_n оболочки выражаются через давление P . Поэтому независимыми являются только переменные u_r, u_z и P . Тогда уравнение (1) можно представить в виде $\mathbf{S}(u_r, u_z, P)^T = \mathbf{0}$, где \mathbf{S} матричный дифференциальный оператор из [5], а решение этого уравнения будем искать в виде

$$\begin{pmatrix} u_r \\ u_z \\ P \end{pmatrix} = A e^{i\lambda z} \begin{pmatrix} \zeta \sin m\varphi \\ \xi \cos m\varphi \\ \gamma J_m \left(r \sqrt{k^2 - \lambda^2} \right) \cos m\varphi \end{pmatrix} \quad (3)$$

полагая $|\zeta|^2 + |\xi|^2 + |\gamma|^2 = 1$, а $m = 1, 2, 3, \dots$. Здесь: J_m — функция Бесселя с индексом m ; A, ζ, ξ, γ — произвольные константы; λ — искомое волновое число. В результате получаем однородную алгебраическую систему вида

$$\mathbf{Sx} = \mathbf{0}, \quad (4)$$

где вектор $\mathbf{x} \equiv (\zeta, \xi, \gamma)^T$, а матрица \mathbf{S} есть образ Фурье оператора \mathbf{S} . Условие существования нетривиального решения этой системы приводит к дисперсионному уравнению

$$\det \mathbf{S} = 0, \quad (5)$$

В статье рассматриваются только распространяющиеся волны в жидкости и оболочке, поэтому далее для заданной частоты ω находятся только вещественные положительные корни λ этого уравнения. Заметим, что при $\lambda > k$ функции Бесселя переходят в модифицированные функции Бесселя $I_m(r\sqrt{\lambda^2 - k^2})$. После подстановки такого корня в систему (4) находим собственный вектор \mathbf{x} и, следовательно, вид акустического и вибрационного полей в системе.

Потоки энергии в системе

Рассмотрим выражение для интегрального вектора потока энергии в жидкости. Для вещественного λ он имеет единственную ненулевую компоненту, направленную вдоль оси z и вычисляемую по формуле

$$\Upsilon = \frac{\omega}{2} \frac{1}{\rho_w \omega^2} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_R^{+\infty} \text{Im} \left(\bar{P} \frac{\partial P}{\partial z} \right) r dr. \quad (6)$$

Выделим также интегральный поток в оболочке — поток через сечение цилиндрической оболочки плоскостью, перпендикулярной образующей. Единственная его ненулевая компонента (именно эту компоненту и будем, для краткости изложения, называть далее потоком энергии в оболочке) имеет вид (здесь \mathbf{F} матричный оператор из [5]).

$$\Pi = \frac{\omega}{2} \int_0^{2\pi} \text{Im} (\mathbf{F} \mathbf{u}^4, \mathbf{u}^4)_{\square^4} R d\varphi; \quad \mathbf{u}^4 = (u_t, u_z, u_n, -R \partial_z u_n)^T. \quad (7)$$

Эту компоненту будем представить в виде суммы $\Pi = \Pi_t + \Pi_z + \Pi_n + \Pi_p$, слагаемым которой отвечают вклады составляющих потока энергии [5]. Слагаемым с индексами $j=1,2,3,4$ отвечают составляющие, порождаемые обобщенными силами: тангенциальной (индекс t), продольной (индекс z), нормальной (индекс n) и связанной с обобщенным моментом (индекс p).

В частном случае осесимметричных ($m=0$) вращательных движений сухой оболочки (заметим, что в этом случае оболочка с жидкостью не

взаимодействует) интегральный поток энергии Π^0 в ней состоит из одной компоненты Π_t^0 и равен

$$\Pi^0 = \Pi_t^0 = 2\pi\rho c_s^2 \frac{\omega}{2} |A|^2 \beta; \quad \beta = w\sqrt{(1+4\alpha^2)(1-\nu)/2} \quad (8)$$

Формулы (6) - (8) используются для получения относительного потока энергии по оболочке и компонент этого потока

$$S = \Pi/\Pi^0, \quad S_{t,z,n,m} = \Pi_{t,z,n,m}/\Pi^0 \quad (9)$$

Численные результаты

При расчёте представленных ниже графических зависимостей значения характеристик элементов системы оболочка - жидкость взяты следующие: $\nu=0.3$, $\rho_s/\rho_w=7.8$, $c_s/c_w=3.6$, $m=2$, $h/R=0.019205$ (кроме рис 1б, где $h/R=0.05$). Что соответствует взаимодействию тонкостенной стальной оболочки с водой.

На рисунках 1б, 2а представлена зависимость безразмерных волновых чисел $\lambda := \lambda R$ от безразмерной частоты w . На рисунке 1б эта зависимость приведена для первых 5 дисперсионных кривых оболочки с жидкостью (сплошные кривые 1 - 5). Штрих - пунктирными линиями A, B, C обозначены дисперсионные кривые сухой оболочки. Заметим, что при $\lambda=0$ уравнение (5) имеет очевидный корень $w = w^0 \equiv m\sqrt{(1-\nu)/2}$, который не зависит от параметров жидкости и совпадает с частотой зарождения w_2^0 второй дисперсионной кривой сухой оболочки (кривой B на рис. 1б). Поэтому для оболочки с жидкостью всегда существует дисперсионная кривая, выходящая из этой точки. Заметим, что кривая 2 на рис 1б имеет вблизи точки зарождения участок с отрицательной групповой скоростью (тангенс угла касательной на этом участке отрицателен).

При определенном сочетании параметров возможно совпадение точки зарождения еще одной дисперсионной кривой оболочки с жидкостью с точкой w_2^0 . Так, например, кривые 2 и 3, изображенные на рис. 1б для $h/R=0.05$, при изменении толщины оболочки на $h/R=0.019205$, будут выходить уже из одной точки $w^0=1.2$ (соответственно кривые a и c на рис. 2а, которые будем называть левой и правой дисперсионными кривыми, а саму эту точку будем называть точкой бифуркации).

Левая кривая имеет участок с отрицательной групповой скоростью в окрестности малых волновых чисел. Этот участок будем обозначать 1a, а последующий участок этой кривой обозначим 1b. Кривая d - это вторая дисперсионная кривая сухой оболочки. Заметим, что точки бифуркации и

соответствующие им параметры системы определяются уравнением (6). Вычисления показывают, что именно в случае бифуркации участок с отрицательной групповой скоростью выражен наиболее ярко.

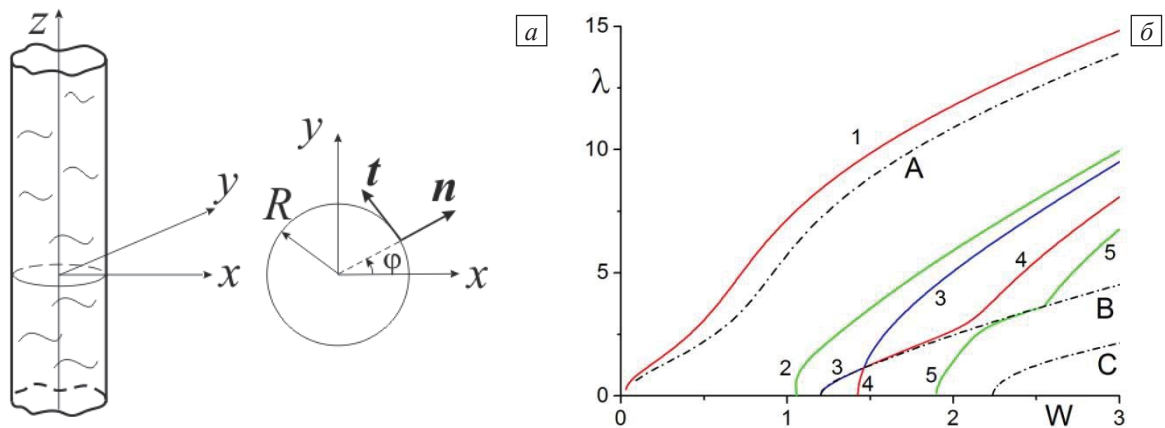


Рис. 1. Физическая модель. (а) дисперсионные кривые для моды $m=2$ (б)

На рисунках 2б, 3а, 3б, в соответствии с формулами (9) изображены потоки энергии и их компоненты, как функции частоты w . Так, на рисунке 2б изображены интегральные потоки энергии в оболочке, жидкости и сумма этих потоков (кривые 1, 2 и 3 соответственно) для левой и правой дисперсионных кривых. Причём здесь и далее кривым с буквами "a", "b", "c" в обозначении, изображающими потоки энергии и их компонент соответствуют участки дисперсионных кривых a, b, c на рисунке 2а. Для наглядности рисунков функциональные зависимости, отвечающие левой дисперсионной кривой изображены только левее точки бифуркации (при $w \leq w^0$).

Обращает на себя внимание то, что по оболочке, в рассматриваемом диапазоне частот, поток энергии отрицателен, т.е. его направление противоположно направлению фазовой скорости волны и потоку энергии в жидкости. Именно за счёт отрицательного потока энергии в оболочке и суммарный поток энергии в системе становится отрицательным. Из анализа рисунка 2а видно, что групповая скорость $\left. \frac{dw}{d\lambda} \right|_{\lambda=0}$ для левой и правой дисперсионных кривых в точке бифуркации одинакова по модулю и противоположна по знаку. Это хорошо согласуется с тем фактом, что потоки энергии и их компоненты в точке бифуркации не равны нулю и имеют противоположный знак для левой и правой ветвей (рис. 2б). Заметим, что в регулярном случае (в случае отсутствия кратных корней дисперсионного уравнения), как интегральные потоки энергии, так и их компоненты стремятся к нулю при $\lambda \rightarrow 0$ [5]. Это верно как для сухой оболочки, так и для оболочки с жидкостью (если только соответствующая кривая не выходит из точки $(w, \lambda) = (0, 0)$).

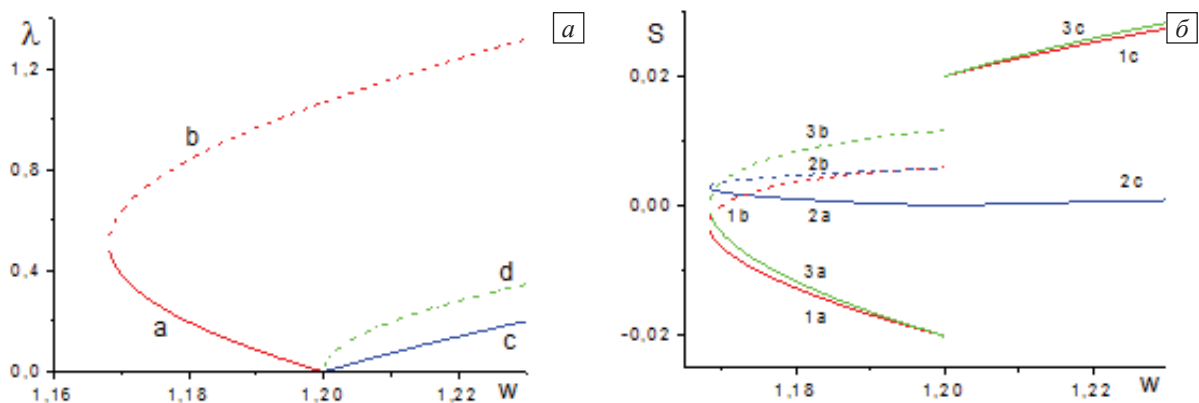


Рис. 2. Дисперсионные кривые (а) Энергетические потоки: S (в оболочке), W (в жидкости) и суммарный $S + W$ (кривые 1, 2, 3 соответственно) (б)

Отдельно рассмотрим компоненты потока энергии в оболочке (в соответствии с формулами (9)). На рисунках 3а, 3б буквой S и цифрами 1, 2, 3, 4 обозначены поток энергии S и его соответствующие компоненты S_r , S_z , S_n , S_p соответственно. Видно, что в окрестности участка с отрицательной групповой скоростью колебания носят преимущественно крутильный характер, а в самой точке бифуркации нормальная и моментная компоненты потоков равны нулю.

Заключение

Численные результаты показывают, что наиболее ярко выражен эффект с отрицательной групповой скоростью для точек бифуркации. Характерной особенностью волн с отрицательной групповой скоростью в случае точки бифуркации является быстрое их "включение" в процесс переноса энергии на длинных волнах (групповая скорость не равна нулю в момент зарождения соответствующей дисперсионной кривой).

Анализ потоков энергии в системе позволяет выделить различные компоненты поля и их взаимное влияние. Так, например, показано, что отрицательная групповая скорость существенно связана с вращательной компонентой в движениях оболочки. Можно ожидать, что регулируя соответствующую жесткость оболочки можно ослаблять или усиливать волну с отрицательной групповой скоростью, что может вести к существенному изменению режима колебаний системы. Это может быть существенным при проектировании конструкций, содержащих элементы в виде цилиндрических оболочек.

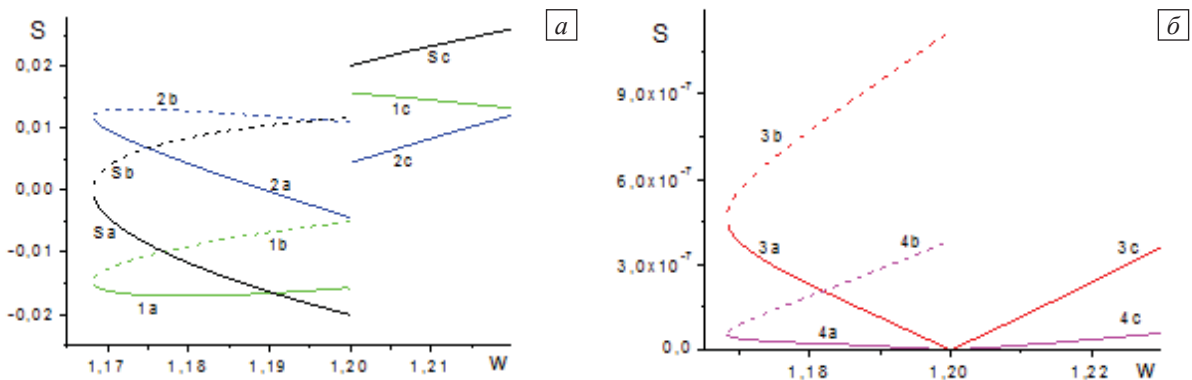


Рис. 3. Компоненты энергетического потока S_r , S_z (а), Компоненты энергетического потока S_n , S_p . (б)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Tatiana V. Zinovieva Calculation of Shells of Revolution with Arbitrary Meridian Oscillations // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, 2017, p.165-176, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_17
2. Зиновьева Т.В. Расчет вынужденных колебаний оболочек вращения с произвольным меридианом. Материалы международной научно-практической конференции “Современное машиностроение. Наука и образование -2016”. 30 июня – 01 июля 2016. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 442-452. <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/442-452.pdf>
3. Зиновьева Т. В. Вычислительная механика упругих оболочек вращения в машиностроительных расчетах. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 335-343.
4. Елисеев В.В., Зиновьева Т.В. Нелинейно-упругая деформация подводного трубопровода в процессе укладки // Вычисл. мех. сплош сред. – 2012. – Т. 5, №1. – С. 70-78
5. G. V. Filippenko Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, p.57-64, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6

6. G. V. Filippenko The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2016, p.115-126, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-29579-4
7. Филиппенко Г.В. Энергия волн изгибного типа в бесконечной цилиндрической оболочке, заполненной сжимаемой жидкостью // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 276-286. <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/276-286.pdf>
8. Филиппенко Г.В. Колебания трубопроводов и тонкостенных опор гидротехнических сооружений, погруженных в жидкость // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 769-778. <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2012/769-778.pdf>
9. Г.В.Филиппенко. Энергетические аспекты осесимметричного распространения волн в бесконечной цилиндрической оболочке, полностью погруженной в жидкость. // Вычисл. мех. сплош. сред. – 2013. – Т. 6, № 2. – С. 187-197.
10. Филиппенко Г.В. Энергетические аспекты распространения волн в бесконечной цилиндрической оболочке, полностью погруженной в жидкость// Вычисл. мех. сплош. сред. – 2014. – Т. 7, № 3. – С. 295-305.
11. Тер-Акопянц Г.Л. Дисперсионные кривые и модальные коэффициенты при распространении волн в оболочке с жидкостью // Естественные и технические науки. – 2015. – № 6(84). С.77-81
12. Тер-Акопянц Г.Л. Осесимметричные волновые процессы в цилиндрических оболочках, заполненных жидкостью // Естественные и технические науки. – 2015. – № 7 (85) . – С. 10-14.
13. S.V. Sorokin, J.B. Nielsen, N. Olhoff, Green’s matrix and the boundary integral equations method for analysis of vibrations and energy flows in cylindrical shells with and without internal fluid loading, Journal of Sound and Vibration 271 (3–5) (2004) 815–847.
14. Filippenko G.V. The energy analysis of shell-fluid interaction // Proc. of the Int. Conf. “Days on Diffraction 2011”, St.-Petersburg, Russia, May 30-June 3, 2011. – P. 63-66.
15. Filippenko G.V. Statement of the boundary-contact problems for the shells in acoustics // Proc. of the Int. Conf. “Days on Diffraction 2010”, St.-Petersburg, Russia, June 8-10, 2010. – P. 57-626.
16. Filippenko G.V. The forced oscillations of the cylindrical shell partially submerged into a layer of liquid // Proc. of the Int. Conf. “Days on

- Diffraction 2012”, St.-Petersburg, Russia, May 28-June 1, 2012. – P. 70-75.
17. Cremer, L., Heckl, M., Petersson, Björn A.T. Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. 3rd ed. 2005, XII, 607 p. 215 illus.
 18. Свешников А. В. Принцип предельного поглощения для волновода. //Доклады Академии Наук СССР 1951, 80, 345–347
 19. Елисеев В.В. Механика упругих тел. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 336 с.

WAVES WITH THE NEGATIVE GROUP VELOCITY IN THE CYLINDRICAL SHELL, FILLED WITH ACOUSTICAL LIQUID

Dr. George V. Filippenko
Institute of Mechanical Engineering, Vasilievsky Ostrov,
Bolshoy Prospect 61, 199178, St.-Petersburg, Russia
Phone: (812)3214763, e-mail: g.filippenko@gmail.com
Saint Petersburg State University, 7-9, Universitetskaya nab.,
199034, g.filippenko@spbu.ru

Abstract

The problem of joint oscillations of the infinite thin cylindrical shell with ideal acoustical fluid entirely filled it is considered. The free vibrations of the system are considered. The free vibrations of the shell and stationary case are considered. The propagating waves and energy flux are analyzed in the system shell-liquid. The special attention is given to examination of waves with the negative group velocity in a neighborhood of the point corresponding to the multiple roots of the dispersion equation. Qualitative distinction of the energy flux components in the case of the multiple roots and in the regular case is discussed. Possible fields of applicability of the gained effects are determined.

Key words: propagation of the waves, cylindrical shell, vibrations of the shells, local and integral energy fluxes.

REFERENCES

- [1] Tatiana V. Zinovieva Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, 2017, p.165-176, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_17

- [2] Tatiana V. Zinovieva Calculation of forced oscillations of shells of revolution with arbitrary meridian. //Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Fifth International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2016. P. 442-452. <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/442-452.pdf>
- [3] T.V. Zinovieva. Computational mechanics of elastic shells of revolution in mechanical engineering calculations. //Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Second International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2012. – P. 335-343.
- [4] V.V. Yeliseyev and T.V. Zinovieva. Nonlinear-elastic strain of underwater pipeline in laying process. // Vycisl. meh. splos. sred. - Computational Continuum Mechanics – 2012. – V. 5, №1. – P. 70-78.
- [5] G. V. Filippenko Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2016, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, p.57-64, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6
- [6] G. V. Filippenko The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. // Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014, Editor Alexander Evgrafov, Springer International Publishing, Switzerland, Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2016, p.115-126, ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-29579-4
- [7] G.V. Filippenko. Energy of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. //Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Fifth International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2016. – C. 276-286. <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/276-286.pdf>
- [8] G.V. Filippenko. The vibrations of pipelines and thin walled supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. // Modern Engineering: Science and Education. Proceedings of Second International scientific and practical conference – SPb.: Published by State Polytechnic University, 2012. – P. 769-778.
- [9] G. V. Filippenko. Energy aspects of axisymmetrical waves propagation in the infinite cylindrical shell fully submerged in to the liquid // Vycisl. meh. splos. sred. - Computational Continuum Mechanics – 2013. – V. 6, № 2. – P. 187-197.
- [10] G. V. Filippenko. Energy aspects of waves propagation in the infinite cylindrical shell fully submerged in to the liquid // Vycisl. meh. splos. sred. - Computational Continuum Mechanics – 2014. – V. 7, № 3. – P. 295-305.
- [11] Ter-Akopyants G.L. Dispersion curves and modal patterns of the wave propagation in elastic cylindrical shell filled with fluid. // Estestvennye-i-tehnicheskie-nauki-2015. – № 6(84). p.77-81. ISSN: 1684-2626
- [12] Ter-Akopyants G.L. Axisymmetrical wave processes in cylindrical shell filled with fluid. // Estestvennye-i-tehnicheskie-nauki-2015. – № 7 (85) . – p. 10-14. ISSN: 1684-2626/ Естественные и технические науки. – 2015. – № 7 (85) . – P. 10-14
- [13] S.V. Sorokin, J.B. Nielsen, N. Olhoff, Green’s matrix and the boundary integral equations method for analysis of vibrations and energy flows in cylindrical shells with and without internal fluid loading, Journal of Sound and Vibration 271 (3–5) (2004) 815–847.

- [14] Filippenko G.V. The energy analysis of shell-fluid interaction // Proc. of the Int. Conf. “Days on Diffraction 2011”, St.-Petersburg, Russia, May 30-June 3, 2011. – P. 63-66.
- [15] Filippenko G.V. Statement of the boundary-contact problems for the shells in acoustics // Proc. of the Int. Conf. “Days on Diffraction 2010”, St.-Petersburg, Russia, June 8-10, 2010. – P. 57-626.
- [16] Filippenko G.V. The forced oscillations of the cylindrical shell partially submerged into a layer of liquid // Proc. of the Int. Conf. “Days on Diffraction 2012”, St.-Petersburg, Russia, May 28-June 1, 2012. – P. 70-75.
- [17] Cremer, L., Heckl, M., Petersson, Björn A.T. Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. 3rd ed. 2005, XII, 607 p. 215 illus.
- [18] Sveshnikov, A. V. The limit absorption principle for a wave guide //Doklady Akademiji Nauk SSSR 1951, 80, 345–347 (In Russian)
- [19] Yeliseev V.V., 2003, *Mechanics of elastic bodies*. SPb.: SPbSPU. 336 p. (in Russian).

М. Г. Яруллин¹, И. Р. Исянов²

СТРУКТУРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХПОДВИЖНОГО ПЯТИЗВЕННОГО ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА СО СДВОЕННЫМ КРИВОШИПОМ



¹Мунир Гумерович Яруллин, д.т.н., профессор,
заведующий
кафедрой «Машиноведение и инженерная графика»
Казанский национальный исследовательский технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань

E-mail: Yarul'linmg@yahoo.com



²Илнур Рафаилович Исянов, аспирант кафедры
«Машиноведение и инженерная графика»
Казанский национальный исследовательский технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань,

Тел.: 8(937)-614-50-05 E-mail: isyanov1993@mail.ru

Аннотация

Исследована структура нового двухподвижного устройства тренажера на базе пространственного пятизвенного механизма. Этот пятизвенник в свою очередь создан на основании одноподвижного четырёхзвенника механизма Беннетта. Рассмотрен способ образования двухподвижного пятизвенного механизма. Дано описание устройства со сдвоенным кривошипом на основе механизма Беннетта. Введены определения «нулевых» и «ненулевых» звеньев механизма. Определена работоспособность полученного нового механизма.

Ключевые слова: механизм Беннетта, работоспособность, «нулевые» и «ненулевые» звенья, двухподвижность, сдвоенный кривошип.

Введение

Большой интерес инженеров-конструкторов вызывают пространственные рычажные механизмы только с вращательными шарнирами. Первоначальным (основообразующим) механизмом для синтеза многозвенных пространственных механизмов является механизм Беннетта - пространственный шарнирный четырехзвенник со скрещенными осями шарниров. В 1903 году Беннетт теоретически подтвердил существование этого механизма [1], но работоспособную модель не смог изготовить.

Многие зарубежные и отечественные ученые теоретически исследовали механизм Беннетта путем создания математических и 3D моделей [2-5]. Однако анализ литературных и интернет источников показывает, что ни кому не удавалось его изготовить и тем более найти практическое применение. Проблема изготовления, а так же применения частично решается исследователями Казанской школы механиков, основанной профессорами Б. В. Шитиковым и П. Г. Мудровым в конце XX века [6].

Согласно известной формуле Сомова-Малышева, механизм имеет подвижность равной минус двум, то есть теоретически конструкция неподвижна. Однако механизм Беннетта становится подвижным и работоспособным, если выполнить следующие дополнительные условия существования механизма [7]:

1) длины кратчайших расстояний противоположащих звеньев равны и геометрические оси противоположенных кинематических пар развернуты друг относительно друга на равные углы;

2) концы кратчайших расстояний звеньев совпадают;

3) выполняется равенство соотношений длин и углов скрещивания:

$$\frac{l_1}{l_2} = \pm \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} .$$

Таким образом, степень подвижности механизма Беннетта определится по формуле:

$$W = 6(n - 1) - 5p_1 + S = 6(4 - 1) - 5 \cdot 4 + 3 = 1, \quad (1)$$

где $n = 4$ – число звеньев механизма Беннетта,

$p_1 = 4$ – число одноподвижных вращательных кинематических пар,

$S = 3$ – число согласованных размеров, отмеченных выше.

Казанской школой механиков проделана определенная работа по 3D проектированию устройств на базе механизма Беннетта и по их изготовлению в металле и в пластике. В качестве примера использования механизма Беннетта, как базового механизма для синтеза двухподвижного пятизвенника, рассмотрим устройство для тренировки вестибулярного аппарата.

1. Механизм Беннетта со сдвоенным кривошипом

Пространственный четырехзвенный механизм Беннетта, является одним из простых механизмов с вращательными парами. Механизм имеет два кривошипа, шатуна, стойку и является одноподвижным при выполнении выше указанных условий. При вращении ведущего кривошипа с постоянной угловой скоростью, ведомый кривошип будет вращаться с переменной скоростью в пределах одного оборота. На рисунке 1 дана структурная схема механизма Беннетта в аксонометрии. Контур A^*B^*CD (указан красным цветом) является теоретическим контуром структуры механизма. Контур $OACD$ построен по аксонометрическим изображениям звеньев, в виде удобным для структурного анализа. Структурная схема в таком в виде рассматривалась в работах исследователей Казанской школы механиков [8-11].

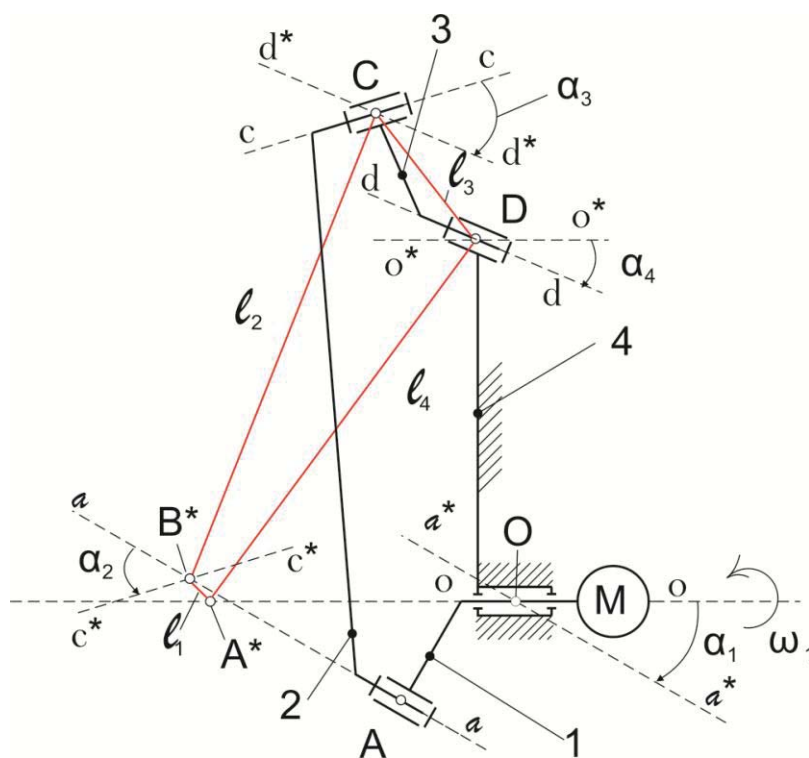


Рис.1 Структурная схема одноподвижного четырехзвенного механизма Беннетта

Поскольку во многих устройствах, созданных на основе механизме Беннетта, в качестве рабочего органа используется шатун (звено AC на рисунке 1) возникает необходимость обеспечения устойчивой работы этого звена [12]. Для решения этой проблемы можно один из кривошипов механизма Беннетта выполнить сдвоенным, т.е. один теоретический «нулевой» кривошип превратить в два «ненулевых» кривошипа, как показано на рисунке 2. Теоретический «нулевой» кривошип A^*B^* заменен двумя сдвоенными «ненулевыми» кривошипами O_1A и O_2B .

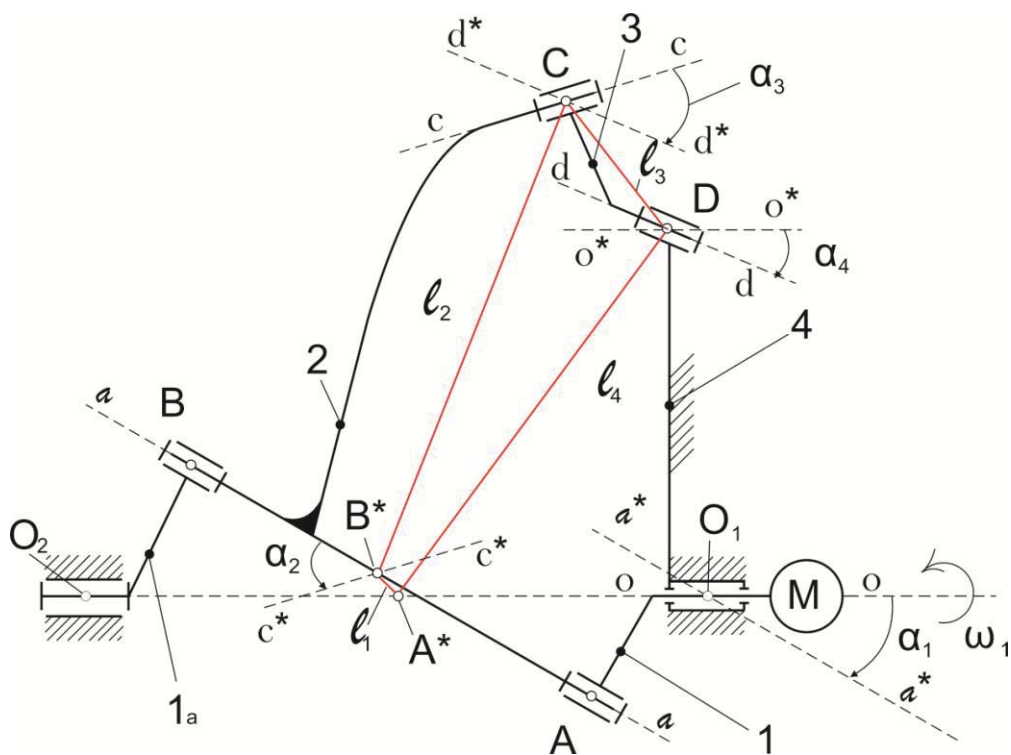


Рис. 2 Структурная схема одноподвижного четырехзвенного механизма Беннетта со сдвоенным кривошипом

Структурные параметры этих двух кривошипов (кратчайшие расстояния между осями шарниров - l_1 , и угол скрещивания между осями шарниров - α_1) абсолютно такие же, как у теоретического «нулевого» кривошипа, очевидно, что конструктивные параметры отличаются. Таким образом, в механизме, показанной на рисунке 2, имеются три кривошипа (1, 1а, 3), шатун в виде платформы (2) и стойка (4). Получается все четыре теоретических звена, поскольку, кривошипы 1 и 1а составляют одно звено.

2. Двухподвижный пятизвенный механизм, созданный на базе одноподвижного четырехзвенника Беннетта

На базе одноподвижного четырехзвенного механизма Беннетта можно получить двухподвижный пространственный пятизвенный механизм. Принцип образования двухподвижного пространственного пятизвенного механизма следующий (см. рис.3). Для этого необходимо, не изменяя структурных параметров механизма Беннетта, освободить стойку 4, превратив ее в звено, совершающее вращательное движение вокруг оси шарнира O_1 (назовем это звено ведущим стержнем на рисунке 3). За новую стойку нужно принять втулку рамы 5, ось которой совпадает с осью “oo” ведущего кривошипа 1 из рисунка 2. Соединение ведущего кривошипа 1 и ведущего стержня 4 нужно установить на новую стойку 5, с возможностью

вращения относительно друг к другу, т.е. образовав в шарнире O_1 две вращательные пары. Причем, вал ведущего стержня 4 необходимо выполнить полым, чтобы через него проходил вал ведущего кривошипа 1, образуя вращательную кинематическую пару.

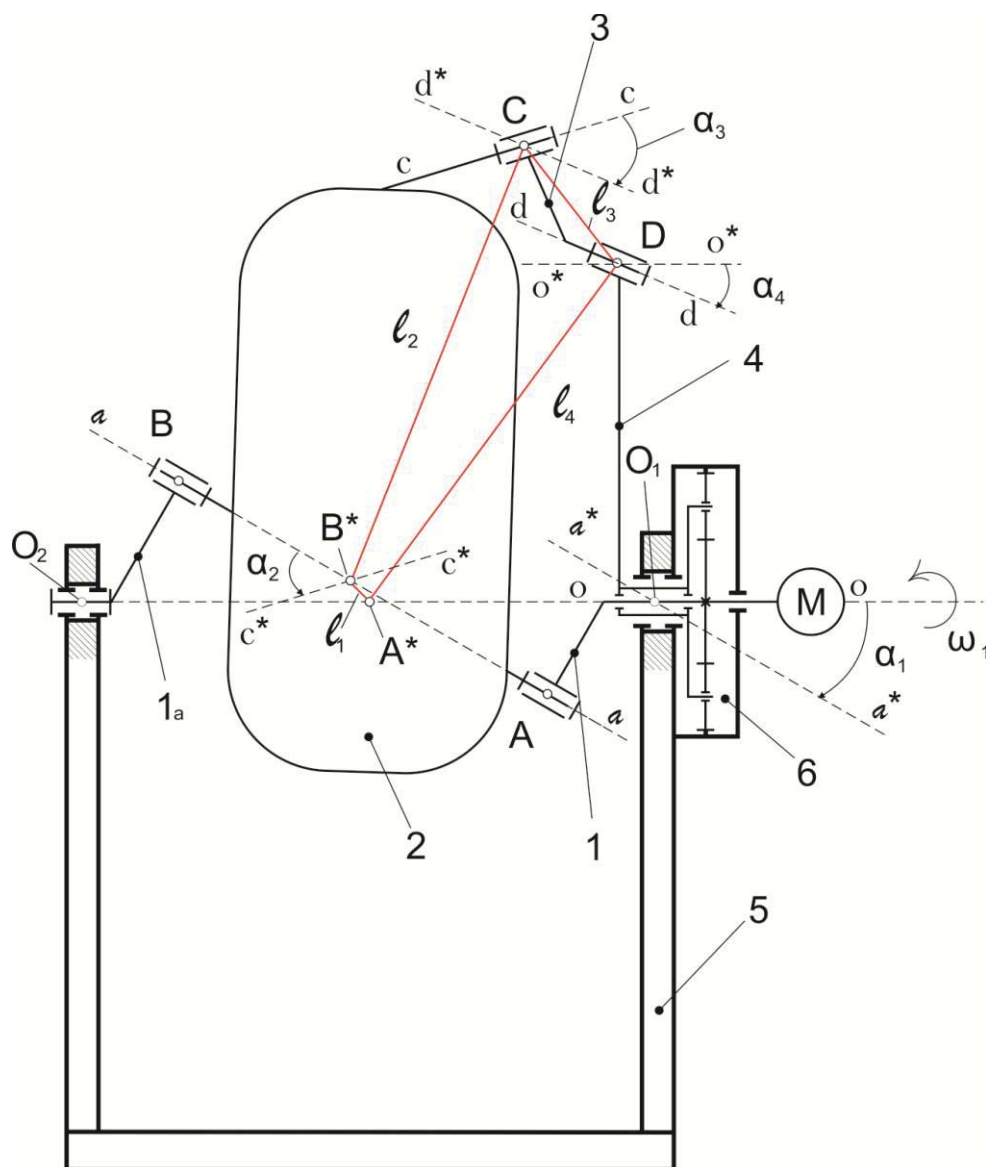


Рис. 3 Структурная схема устройства для тренировки вестибулярного аппарата на базе двухподвижного пятизвенного механизма (синтезированного на основании механизма Беннетта со сдвоенным кривошипом)

Таким образом, получим двухподвижный пространственный пятизвенный механизм. Структурная схема двухподвижного пространственного пятизвенного механизма показана на примере устройства для тренировки вестибулярного аппарата (рис. 3). На этой схеме имеются пять звеньев (ведущий спаренный кривошип 1 и 1а, шатун, выполненный в виде кресла 2, ведомый кривошип 3, ведущий стержень 4 и

стойка-рама 5), пять одноподвижных вращательных кинематических пар (шарниры А, С, D и две пары в шарнире O_1). Тогда степень подвижности механизма:

$$W = 6(n - 1) - 5p_1 + S = 6(5 - 1) - 5 \cdot 5 + 3 = 2. \quad (2)$$

Устройство состоит из рамы 5, на которую установлен привод 6 и соединен с креслом 2 с помощью базового двухподвижного пятизвенного механизма. Базовый механизм состоит из сдвоенного кривошипа 1, ведущего стержня 4, ведомого кривошипа 3, а вместо шатуна установлено кресло 2. Сдвоенный ведущий кривошип и ведомый кривошип имеют одинаковые структурные параметры:

$$l_1 = l_3, \alpha_1 = \alpha_3, \quad (3)$$

где: l_1, l_3 – длины кратчайшего расстояния ведущего сдвоенного кривошипа и ведомого кривошипа;

α_1, α_3 – углы скрещивания осей шарниров ведущего сдвоенного кривошипа и ведомого кривошипа.

Эти звенья шарнирно соединены с ведущим стержнем, креслом и стойкой. Они имеют следующие структурные параметры:

$$l_2 = l_4, \alpha_2 = \alpha_4, \quad (4)$$

где: l_2, l_4 – длины кратчайшего расстояния ведущего стержня и кресла;

α_2, α_4 – углы скрещивания осей шарниров ведущего стержня и кресла.

Конструктивно в целях упрощения изготовления звеньев целесообразно принимать угол скрещивания геометрических осей шарниров ведущего стержня и кресла, равным $\alpha_2 = \alpha_4 = 90^\circ$.

По этой методике нами созданы ряд устройств [13-15].

3. Конструктивные особенности механизма

3.1. Сдвоенный кривошип

Для обеспечения устойчивой работы устройства и улучшения динамики, в базовом механизме ведущий кривошип механизма Беннетта выполнен сдвоенным. На рисунке 4 представлена схема получения сдвоенных «ненулевых» кривошипов, полученного от «нулевого» кривошипа.

На этом рисунке значения параметров $l_1 = l_3, \alpha_1 = \alpha_3$, определяются из структурного строения механизма Беннетта согласно уравнению

$$\frac{l_1}{l_2} = \pm \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}.$$

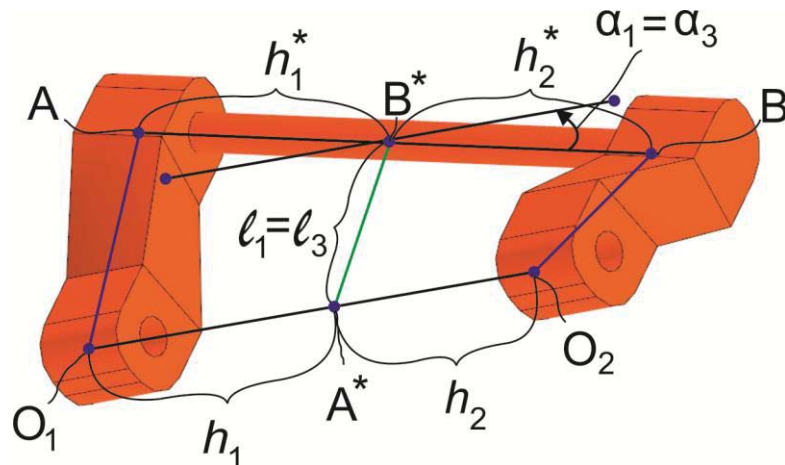


Рис. 4 Схема (3D-модель) получения двойных «ненулевых» кривошипов, полученного от «нулевого» кривошипа

Параметры h_1 , h_1^* , h_2 , h_2^* устанавливаются конструктивно, в зависимости от габаритных размеров (например, кресла 2 тренажера, представленного на рисунке 3) или с учетом особенностей конструкций создаваемых устройств.

3.2. «Нулевые» и «ненулевые» звенья механизма

Теоретически используя 3D модели механизма Беннетта можно определить подвижность механизма, кинематические и динамические параметры. Так поступали многие исследователи. Когда они пытались изготовить механизм, он не проворачивался, а иногда и не собирался. Проконтролировать условие собираемости, проворачиваемости механизма без заедания и наложения звеньев друг друга сложно. Проблема работоспособности стояла весьма остро. Поэтому, для изготовления реальных моделей механизма Беннетта, тем более для создания различных высокоэффективных мехатронных устройств на его базе, недостаточно иметь параметры его теоретических звеньев. Чтобы механизм был работоспособным, и чтобы можно было создавать на его основе новые приборы и устройства, необходимо изготовить звенья механизма Беннетта особым образом [16]. Поэтому необходимо использовать так называемые «нулевые» и «ненулевые» звенья механизма Беннетта.

Сначала дадим определения *кратчайшего расстояния* между осями шарниров одного звена (теоретический структурный параметр) и *расстояния между центрами шарниров* того же звена (конструктивный параметр реального звена).

Между скрещивающимися линиями в пространстве всегда можно найти кратчайшее расстояние. Отрезок кратчайшего расстояния перпендикулярен к обеим скрещивающимся линиям. Именно этот отрезок используется при теоретическом синтезе Беннетта и называется кратчайшим расстоянием между скрещивающимися осями шарниров одного звена. На рисунке 4 это отрезок A^*B^* , а на структурных схемах

механизма Беннетта это – отрезки A^*B^* , B^*C , CD , DA^* (рисунки 1-3). На практике тела звеньев со скрещивающимися осями необходимо сместить на некоторые расстояния h_1 , h_1^* , h_2 , h_2^* от этого отрезка A^*B^* (рис.4).

Кратчайшим расстоянием звена называется отрезок наименьшей длины между скрещивающимися осями шарниров, определенного из условия существования механизма и является теоретическим структурным параметром механизма Беннетта.

Кроме того, есть понятие – *расстояние между центрами шарниров* одного звена. Например на рисунке 4 это отрезки AO_1 и BO_2 .

«Нулевым» звеном называется звено, у которого расстояние между центрами шарниров совпадает с кратчайшим расстоянием между скрещивающимися осями шарниров этого звена.

«Ненулевым» звеном называется звено, у которого расстояние между центрами шарниров не совпадает с кратчайшим расстоянием между скрещивающимися осями шарниров этого звена и, как правило, отрезок кратчайшего расстояния между скрещивающимися осями находится вне тела звена, как показано на рисунке 4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bennett, G. T. A new mechanism / G. T. Bennett // «Engineering». – v. 76. – London, 1903. – P. 777–778.
2. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механизмов// Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С 203-215, ISSN 2223-0807. 1.
3. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Выбор приводов многоподвижного механизма с избыточными входами// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 184-191, ISSN 2223-0807.
4. Нигматуллина Ф.Р., Терешин В.А. Кинематическое исследование телескопа// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 237-246. ISSN 2223-0807
5. Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Статический анализ плоских рычажных механизмов// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 107-118. ISSN 2223-0807
6. Yarullin M.G., Mudrov A.G., Mingazov M.R., Galiullin I.A. The 1DOF and 2DOF spatial mechanisms with revolute pairs / Kazan: KNITU-KAI

- Press, 2015. -175p.
7. Мудров П.Г. Пространственные механизмы с вращательными парами, Казанский сельскохозяйственный институт имени М.Горького, 1976 г.
 8. Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage. *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.
 9. Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability, *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153. ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6.
 10. Яруллин М.Г., Исянов И.Р., Мудров А. П., Кинематика плоского двухподвижного пятизвенного рычажного механизма // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Международ. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.297-305, ISSN 2223-0807.
 11. М.Г. Яруллин, М.Р. Мингазов. Синтез структурных модификаций механизма Беннетта// Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2014. № 4. – с. 271-280.
 12. Яруллин М.Г. Интенсификация очистки изделий в погружных моечных машинах на базе пространственных механизмов: Автореферат дисс. Докт. Тех. Наук: 05.20.03./ М.Г.Яруллин. – М.: МГАУ. 2002. – 35с.
 13. Яруллин М.Г., Исянов И.Р. Двухподвижный пятизвенный рычажный механизм.// Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. - 2015. №2. ISSN 2078-6255.
 14. Пат. 153259 на полезную модель МПК В24В 31/023 Устройство для галтовки безразмерных деталей / Яруллин М. Г., Исянов И. Р., Хабибуллин Ф.Ф., Мингазов М.Р.// опубл. 10.07.2015 Бюл. № 19.
 15. Пат. 2594302 РФ, МПК В24В31/023 Устройство для поверхностной безразмерной обработки деталей / Яруллин М. Г., Исянов И. Р., Хабибуллин Ф.Ф., Мингазов М.Р.// опубл. 10.08.2016 Бюл. № 22-8с.
 16. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Теоретические и практические условия проворачиваемости механизма Беннетта// Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Международ. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С 306-316, ISSN 2223-0807.

STRUCTURAL STUDY OF A TWO - MOBILITY FIVE-LINK SPACE MECHANISM WITH A DOUBLE CRANK

^{1,2} Kazan national research technical university named after A.N.Tupolev, Russia

Abstract

The structure of a new two-slide device of a simulator on the basis of a spatial five-link mechanism is investigated. This five-link is in turn created on the basis of the single-moving four-link mechanism of Bennett's mechanism. The way of formation of a two-link five-link mechanism is considered. The description of the device with a double crank based on the Bennett mechanism is given. The definitions of "zero" and "nonzero" links of the mechanism are introduced. The working capacity of the new mechanism is determined.

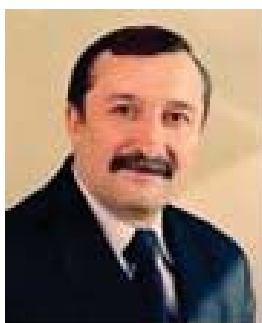
Key words: Bennett's mechanism, workability, "zero" and "nonzero" links, two-mobility, double crank.

REFERENCES

- [1] Bennett, G. T. A new mechanism / G. T. Bennett // «Engineering». – v. 76. – London, 1903. – P. 777–778.
- [2] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms // Modern machine building: Science and education: materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016.-C 203-215, ISSN 2223-0807.1(rus.).
- [3] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Selection of drives of a multimotor mechanism with redundant inputs // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-C 184-191, ISSN 2223-0807(rus.).
- [4] Nigmatullina FR, Tereshin VA Kinematic study of the telescope // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-C 237-246, ISSN 2223-0807.
- [5] Semenov Y.A., Semenova N.S. Static analysis of flat lever mechanisms // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-C 107-118, ISSN 2223-0807 (rus.).

- [6] Yarullin M.G., Mudrov A.G., Mingazov M.R., Galiullin I.A. The 1DOF and 2DOF spatial mechanisms with revolute pairs / Kazan: KNITU-KAI Press, 2015. -175p.
- [7] Mudrov P.G. Spatial mechanisms with rotational pairs, Kazan Agricultural Institute named after M.Gorky, 1976. 11(rus.).
- [8] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage. *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.
- [9] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability, *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153. ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6.
- [10] Yarullin M.G., Isyanov I.R., Mudrov A.P., Kinematics of a flat two-link five-link lever mechanism // *Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference*. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb.: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. - P.297-305 ISSN 2223-0807(rus.).
- [11] Yarullin M.G., Mingazov M.R. Synthesis of structural modifications of the Bennett mechanism // *Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th International Scientific and Practical Conference*. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb.: Publishing house of Polytechnic. Un-ta, 2014. № 4. - p. 271-280 (rus.).
- [12] Yarullin M.G. Intensification of cleaning products in submersible washers based on spatial mechanisms: Abstract of Diss. Doct. Those. Sciences: 05.20.03. / M.G. Yarullin. - Moscow: MGAU. 2002. - 35 seconds (rus.).
- [13] Yarullin M. G., I. R. Isyanov Two - mobility five-linkage mechanism.// *Bulletin of KSTU. A. N. Tupolev*. - 2015. No. 2. ISSN 2078-6255(rus.).
- [14] Pat. 153259 utility model IPC B24B 31/023 the Device for the tumbling dimensionless details / Yarullin M. G., Isyanov R. I., Khabibullin, F. F., M. R. Mingazov// publ. 10.07.2015 bull. No. 19 (rus.).
- [15] Pat. 2594302 RU IPC B24B 31/023 the Device for surface dimensionless machining of parts. / Yarullin M. G., Isyanov R. I., Khabibullin, F. F., M. R. Mingazov// publ. 10.07.2015 bull. No. 19 (rus.).
- [16] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. To the substantiation of the structural parameters of the mechanisms of the drives of the two-moving disintegrator, the XII International Scientific and Technical Conference "VIBRATION-2016" .18.05.-20.05. 2016, C.263-269, ISBN 978-5-7681-1116-8(rus.).

СИНТЕЗ СФЕРИЧЕСКИХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКОВ С ВРАЩАТЕЛЬНЫМИ ПАРАМИ В ПРОГРАММЕ SOLIDWORKS



¹Мунир Гумерович Яруллин, д.т.н., профессор,
заведующий
кафедрой «Машиноведение и инженерная графика»
Казанский национальный исследовательский
технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ
(КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
E-mail: Yarullinmg@yahoo.com



² Фаизов Марат Рауфович:
аспирант кафедры «Машиноведение и инженерная
графика»
Казанский национальный исследовательский
технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-
КАИ)Россия, Казань
Тел.: 89503269979,
E-mail: faizovmarat92@gmail.com

Аннотация

Анализируются современные подходы проектирования сферических шарнирных механизмов, синтезируемых на так называемой «базовой сфере». Предложен подход синтеза сферических механизмов в программном обеспечении SOLIDWORKS. Приведены примеры синтеза различных типов сферических механизмов

Ключевые слова: сферический механизм, синтез механизмов, вращательная пара, типы сферических механизмов.

Введение

Сферические механизмы достаточно широко используются в машиностроении. Например, в роли манипуляторов: при фрезерной обработке сложных поверхностей [1]. Они являются компактными и, поэтому, легко монтируются в тазобедренные суставы, запястья и в ноги роботов [2]. Из-за присущей высокой прочности, низкой инерции и высокой динамики сферические механизмы, могут достигать высоких угловых скоростей и угловых ускорений. Кроме того, эти механизмы могут быть использованы для ориентации датчиков движения, в системах слежения, например: в роли радара [3], и в роли сканирования на прототипе кентерберийского механизма [4], также в роли отслеживания спутниковых антенн. Применение в качестве приводного механизма для солнечного трекера, который позволит следовать за солнцем вдоль его азимута и высоты [5]. Для массива вольтовой ячейки, позволяющей увеличить количество вырабатываемой электроэнергии [6,7]. Кроме того, этот тип механизмов применяется в качестве устройства камеры ориентирования [8,9], для которого разработан прототип механизма, «проворный глаз».

Несмотря на кажущуюся простоту, синтез сферических механизмов имеет свои особенности. Кроме того, как показывает обзор литературных источников [10], российские исследователи незаслуженно мало обращают внимание к сферическим механизмам.

В этой статье рассмотрен пример синтеза сферических четырехзвенников с вращательными парами в программе SOLIDWORKS.

Структура сферического четырёхзвенного механизма

Наиболее простой сферический механизм, содержащий только одноподвижные вращательные пары, состоит из четырех звеньев. Звенья сферического механизма необходимо выполнить в дугообразной форме для того, чтобы они при вращении не касались друг друга. Сферические механизмы являются пространственными, однако их степень подвижности определяется по формуле Чебышева (как для плоских механизмов). На рисунке 1 для сравнения представлены структурные схемы различных четырехзвенных механизмов: плоского шарнирного четырехзвенника (а) и сферического шарнирного четырехзвенника (б) [11]. Для всех механизмов указанных на этом рисунке степени подвижности механизмов одинаковые:

$$W = 3(m - 1) - 2p_1 - 1p_2 = 3(4 - 1) - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 0 = 1, \quad (1)$$

где

– $m = 4$ - число звеньев,

– $p_2 = 0$ - количество двухподвижных кинематических пар;

– $p_1 = 4$ – количество одноподвижных вращательных пар.

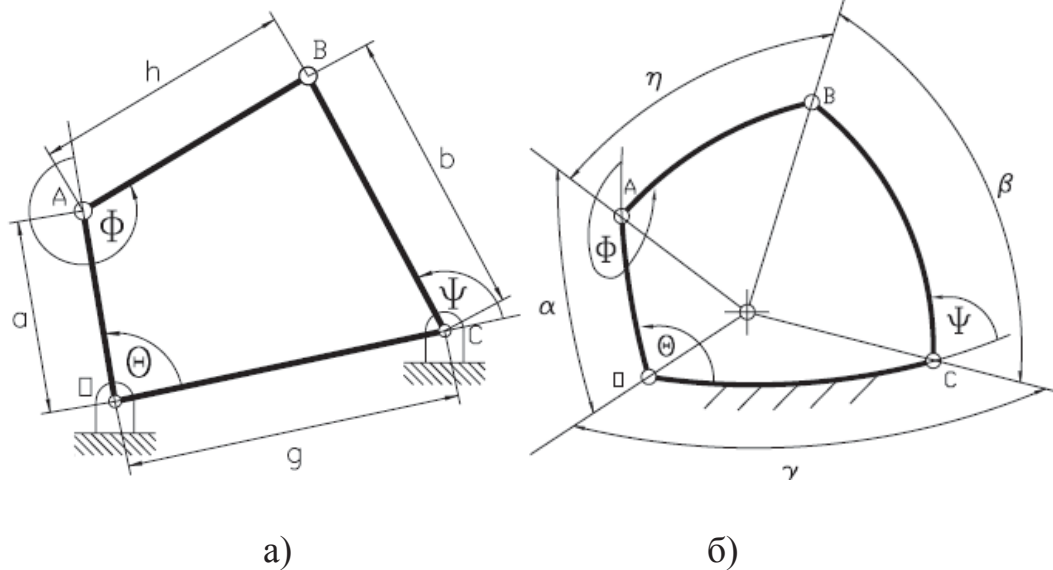


Рис. 1. Структурные схемы четырехзвенников: а) плоский шарнирный четырехзвенник, б) сферический четырехзвенник [11]

Основным условием образования сферических механизмов является то, что оси всех вращательных пар должны пересекаться в одной точке (рис. 2).

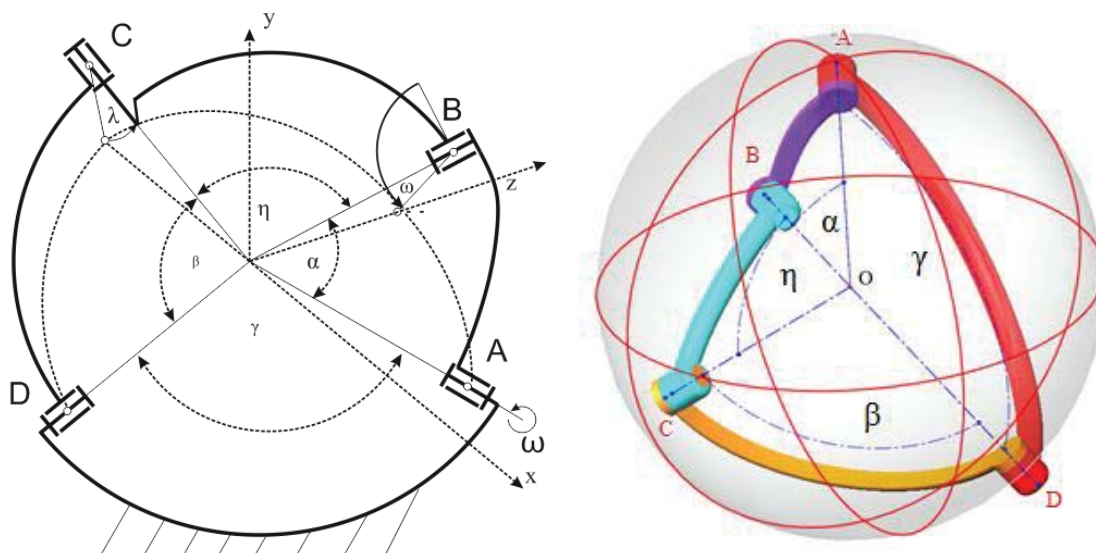


Рис. 2. Структурная схема и 3D-модель сферического механизма с одними только вращательными парами (оси всех шарниров пересекаются в центре сферы в точке O)

Синтез четырехзвенных сферических механизмов с одними только вращательными парами

Существует различные типы четырехзвенных сферических механизмов с одними лишь вращательными парами, например: с двумя кривошипами, с двумя балансирами, с кривошипом и балансиром. Для синтеза таких механизмов удобно использовать условие Ларошеля [12]. В таблице 1 представлены возможные варианты типов четырехзвенных сферических механизмов. Для определения типа звеньев сферического механизма также можно использовать условие Грасгофа [13], применительно к плоским четырёхзвенникам: наименьшее звено является кривошипом, если сумма длин наименьшего (понимается звено минимальной длины) и любого другого звена меньше суммы длин остальных двух звеньев [14]. На рисунке 1а: длина самого короткого звена — a ($a = OA$), длина одного из соединённых с ним звеньев — g , h и b — длины остальных звеньев механизма.

Предположим сначала, что $g > h$ и $g > b$ (на рисунке 1а, где $h = AB$, $b = BC$, $g = OC$). Элементарный геометрический анализ показывает, что условием полно-оборотного движения звена наименьшей длины относительно звена длины g является выполнение неравенства

$$a + g < h + b. \quad (2)$$

Если ($g < h$) или ($g < b$), то данное неравенство будет выполняться. Из этого справедливо условия Грасгофа в приведённой выше формулировке.

По условию Грасгофа выделено 3 основных типов шарнирных четырехзвенников:

Кривошипно-кривошипный — механизм, имеющий два одинаковых кривошипа, позволяющий любым из этих звеньев совершать вращательное полно-оборотное движение.

Кривошипно-балансирный механизм имеет один кривошип и один балансир, такой механизм, как правило, приводится в движение через кривошип. Однако имеется возможность привести в движение и через балансир - за один определенный угол движения балансира, кривошип совершить полный оборот вращения.

Балансирно-балансирный — механизм состоит из двух балансиров, шатуна и стойки. Механизм не позволяет совершать полно-оборотного движения относительно стойки ни одному звену

В работе Ларошеля [12] представлена расширенная теория Грасгофа для типов сферических механизмов. Для классификации типов механизма автор вводит четыре параметра: T_1, T_2, T_3, T_4 :

$$\begin{aligned} T_1 &= \gamma - \alpha + \eta - \beta; & T_3 &= \eta + \beta - \gamma - \alpha; \\ T_2 &= \gamma - \alpha - \eta + \beta; & T_4 &= 2\pi - \eta - \beta - \gamma - \alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

Сочетание параметров $T_1 \dots T_4$ определяют тип движения ведущего и ведомого звена четырехзвенного сферического механизма. Ларошель получил 84 варианта сферического механизма [12]. В таблице 1 приведены его 16 основных типов механизмов.

Таблица 1.

Основные типы сферических механизмов по Ларошелю

№	Тип механизма	T_1	T_2	T_3	T_4
1.	Кривошипно–балансирный	+	+	+	+
2.	Кривошипно–балансирный	+	–	–	+
3.	Кривошипно–кривошипный	–	–	+	+
4.	Грасгофский –двойной балансир	–	+	–	+
5.	00+ двойной балансир	–	–	–	+
6.	0π+ двойной балансир	+	+	–	+
7.	π0+ двойной балансир	+	–	+	+
8.	ππ+ двойной балансир	–	+	+	+
9.	Кривошипно –балансирный	–	–	–	–
10.	Кривошипно– кривошипный	–	+	+	–
11.	Кривошипно-кривошипный	+	+	–	–
12.	Грасгофский – двойной балансир	+	–	+	–
13.	00- двойной балансир	+	+	+	–
14.	0π- двойной балансир	–	–	+	–
15.	π0- двойной балансир	–	+	–	–
16.	ππ- двойной балансир	+	–	–	–

В остальных случаях (65 типов), когда любой из параметров T_1, T_2, T_3, T_4 равняется нулю, получается «складывающийся» шарнирный сферический механизм. Таким образом, вычислив значения параметров $T_1 \dots T_4$, можно определить тип сферического механизма. С другой стороны, подход Ларошеля позволяет еще до этапа проектирования механизма задать значения параметров $T_1 \dots T_4$, чтобы в результате получился сферический механизм необходимого типа.

Синтез сферического механизма

Для синтеза сферического механизма сначала необходимо провести расчет сферического механизма по методу Ларошеля. Для примера рассмотрим синтез сферического механизма с кривошипом и балансиром (второй тип по таблице 1). Определив, что параметры - T_1 и T_4 - должны быть больше нуля, T_2 и T_3 - иметь значение меньше нуля, находим угловые значения $\gamma, \alpha, \eta, \beta$. Методом подбора значений углов для каждого звена (между его шарнирами) можно выполнить условия Ларошеля. Покажем на примере.

Из условия

$$\begin{cases} T_1 = \gamma - \alpha + \eta - \beta \\ T_2 = \gamma - \alpha - \eta + \beta \\ T_3 = \eta + \beta - \gamma - \alpha \\ T_4 = 2\pi - \eta - \beta - \gamma - \alpha \end{cases} ,$$

получаем неравенство

$$\begin{cases} \gamma - \alpha + \eta - \beta > 0 \\ \gamma - \alpha - \eta + \beta < 0 \\ \eta + \beta - \gamma - \alpha < 0 \\ 2\pi - \eta - \beta - \gamma - \alpha > 0 \end{cases} .$$

Пусть $\gamma = 110^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\eta = 60^\circ$, $\alpha = 30^\circ$.

Проверим на соответствие требованиям Ларошеля (условие 1 в таблице 1):

$$\begin{cases} T_1 = \gamma - \alpha + \eta - \beta = 90^\circ - 110^\circ + 60^\circ - 30^\circ = 50^\circ \\ T_2 = \gamma - \alpha - \eta + \beta = 90^\circ - 110^\circ - 60^\circ + 30^\circ = -50^\circ \\ T_3 = \eta + \beta - \gamma - \alpha = 60^\circ + 30^\circ - 90^\circ - 110^\circ = -110^\circ \\ T_4 = 2\pi - \eta - \beta - \gamma - \alpha = 180^\circ - 60^\circ - 30^\circ - 90^\circ - 110^\circ = 70^\circ \end{cases} ,$$

После нахождения значений параметров T_1, T_2, T_3, T_4 , их знаки (положительное или отрицательное), проверяются по таблице 1. Если условия совпадают с данным типом выбранного сферического механизма, можно переходить к моделированию.

Синтез и 3D – моделирование [15,16] сферического механизма было выполнено в программном обеспечении Solidworks 2016. Синтез сферического четырехзвенного механизма необходимо начинать с построения грани OAD (рис. 3).

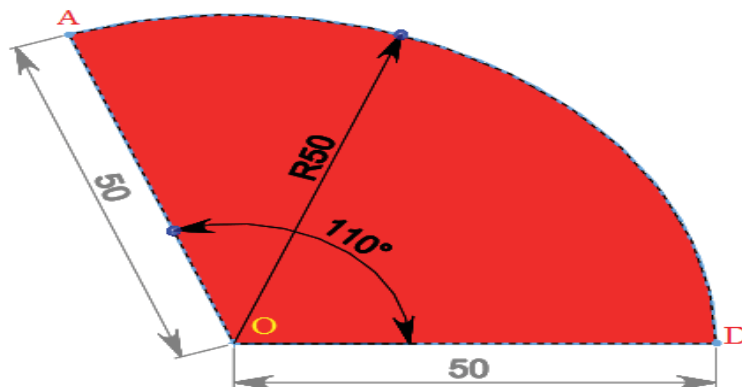


Рис. 3. Пример построения грани OAD

Для создания грани был задан радиус $R=50$. Каждая грань имеет определенный угол наклона. На рисунке 3 представлена грань OAD со всеми наглядными размерами. Каждая грань сохраняется в отдельном файле.

Создав все четыре грани сферического механизма, выполняется их сборка. Для этого в новом файле открывается новый документ, далее выбирается команда «Сборка» представленный на рисунке 4.

В сборке представлены часто используемые команды «Вставить компонент» и «Условие сопряжения». Команда «Вставить компонент» выполняет задачу вставки деталей в сборку, данная панель инструментов представлена на рисунке 5.

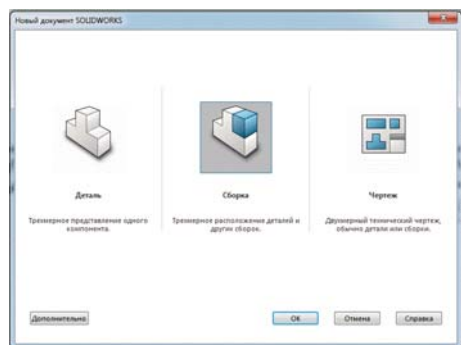


Рис. 4. Документ создания «Сборки».

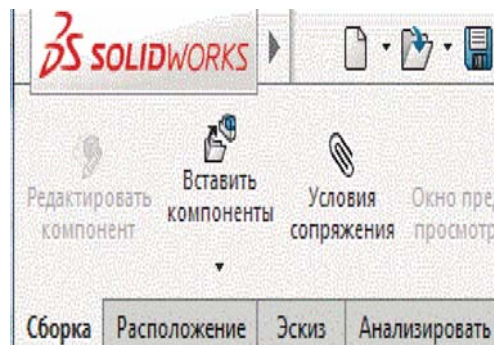


Рис. 5. Панель инструментов

Приведем пример сопряжения двух граней OCD и OAD. Выбрав в панели инструментов ярлык «Условия сопряжения», сначала сопрягаем точки O граней OCD OAD (рис. 6а).

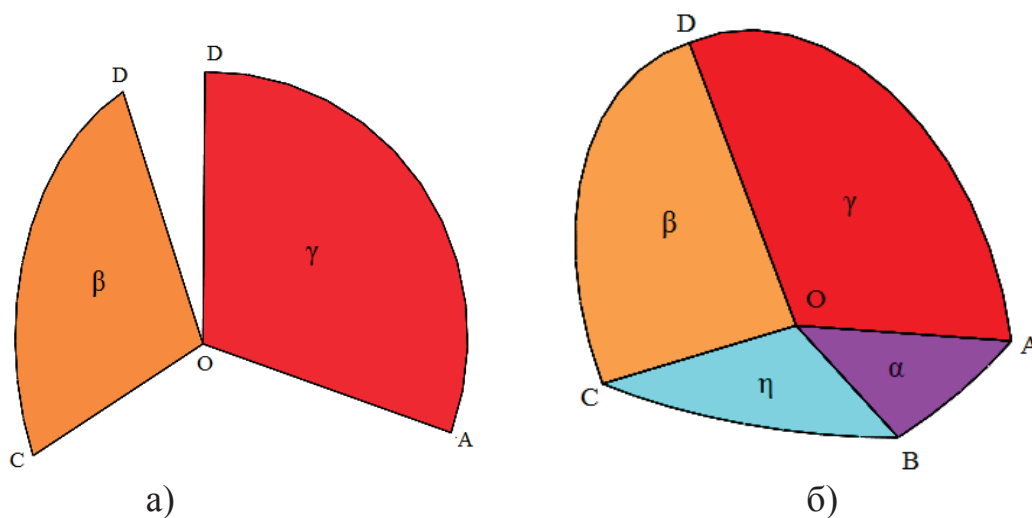


Рис. 6. Пример соединения граней по точкам

В такой последовательности сопрягаем остальные грани (рис. 6б). На основании грани (рис. 3) конструктивно проектируется отдельное звено сферического механизма (рис. 7а) с тем же углом γ .

Построив базовую сферу с заданным диаметром и с центром в точке «O», размещаем все спроектированные звенья в эту сферу, так чтобы оси пересечения всех шарниров располагались в центре сферы (рис. 7б).

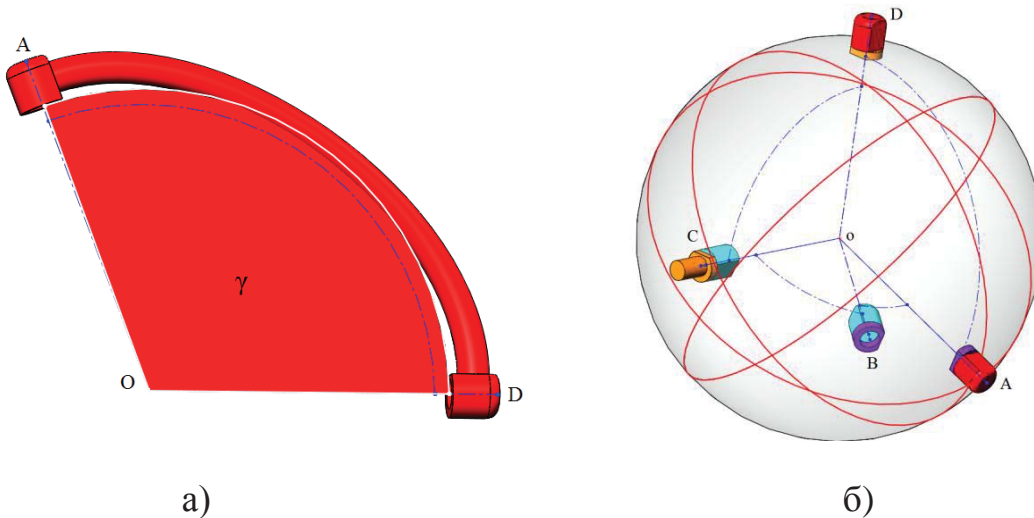


Рис. 7. Схематическое представление звеньев и шарниров на сфере:
 а) грань, спроектированная со звеном; б) схема расположения всех шарниров сферического механизма

Соединяя ребрами последовательно и попарно точки А и В; В и С; С и D; D и А получим звенья сферического четырехзвенного механизма ABCD.

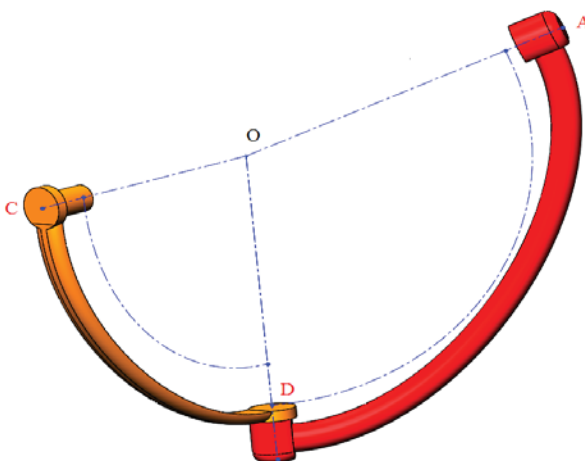


Рис. 8. Два основных вида звена сферического механизма

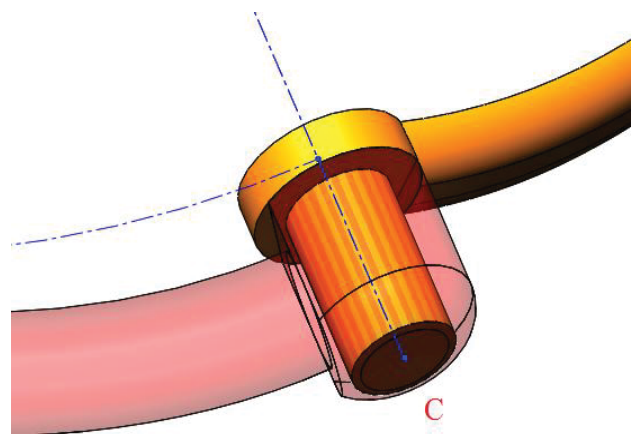


Рис. 9. Шарнирное соединение звеньев, внутренний вид соединения

Наконец, средствами SOLIDWORKS синтезируем сферический механизм, соединяя последовательно полученные звенья механизма шарнирными связями (рис. 8 и 9). В результате получим сферический кривошипно-балансирный механизм со стойкой AD, кривошипом AB, балансиром CD, и шатуном BC, представленный на рисунке (рис. 10).

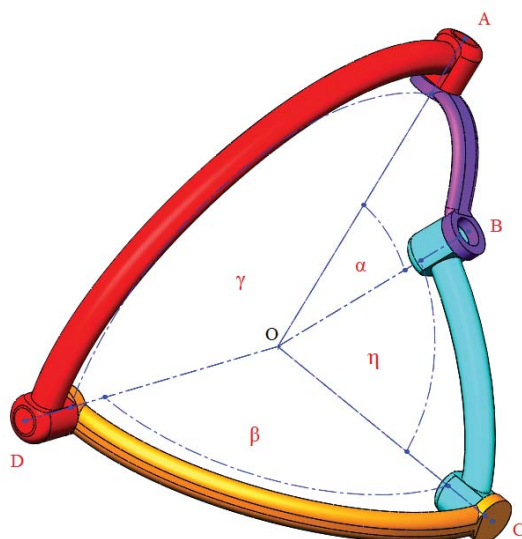


Рис. 10. 3D-модель сферического четырехзвенный механизма, синтезированного в программе SOLIDWORKS

Таким образом, спроектирована 3D модель сферического четырехзвенного механизма. При помощи этой модели можно провести кинематические и динамические анализы в программе SOLIDWORKS.

Выводы

1. Дан алгоритм для проектирования сферических четырехзвенных механизмов в системе SolidWorks.
2. Синтезирован сферический четырехзвенный механизм кривошипно-балансирного типа, с точкой пересечения осей шарниров в центре базовой сферы.

Список литературы

1. I. A. Bonev, D. Chablat, and P. Wenger, "Working and Assembly Modes of the Agile Eye," in *Robotics and Automation*, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on. IEEE, 2006, pp. 2317-2322.
2. X. Kong, "Forward Displacement Analysis of a 2-DOF RR-RRR-RRR Spherical Parallel Manipulator," in *Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA)*, 2010 IEEE/ASME International Conference on. IEEE, 2010, pp. 446–451.
3. M. Jiang, X. Hu, L. Liu, and Y. Yu, "Study on Parallel 2-DOF Rotation Mechanism in Radar," *Physics Procedia*, vol. 24, pp. 1830–1835, 2012.
4. G. Dunlop and T. Jones, "Position Analysis of a Two DOF Parallel Mechanism the Canterbury Tracker," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 34, no. 4, pp. 599–614, 1999.

5. L. Rolland, "Manipulators for Solar Tracking," in Raad 2012 Proceeding. 21th International Workshop on Robotics in AlpeAdria-Danube Region (Naples, 10-13 September 2012), vol. 1. ESA, 2012, p. 93.
6. S.S. Tonapi and P. Larochele, "Design of a Mirror Positioning System to Enhance the Performance of a PV Array," in Proceedings of the 2006 Florida Conference on Recent Advances in Robotics, Miami, FL. Citeseer, 2006.
7. S. Kulkarni, S. Tonapi, P. Larochele, and K. Mitra, "Effect of Tracking Flat Reflector Using Novel Auxiliary Drive Mechanism on the Performance of Stationary Photovoltaic Module," in ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, vol. 6, 2007, pp. 351–356.
8. C.M. Gosselin and J.F. Hamel, "The Agile Eye: a High-Performance Three-Degree-of-Freedom Camera-Orienting Device," in Robotics and Automation, 1994. Proceedings., 1994 IEEE International Conference on. IEEE, 1994, pp. 781–786.
9. L.J. Zhang, Y.W. Niu, Y.Q. Li, and Z. Huang, "Analysis of the Workspace of 2-DOF Spherical 5R Parallel Manipulator," in Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on. IEEE, 2006, pp. 1123–1128.
10. Кожевников С.Н., Есипенко Я. И., Раскин Я.М. Механизмы.- Москва: Изд-во Машиностроение ,1976.-784 с.
11. Ruth, D.A. and McCarthy, J.M., SphinxPC: An Implementation of Four Position Synthesis for Planar and Spherical 4R Linkages, Proceedings of the 1997 ASME Design Engineering Technical Conferences, September 1997.
12. Larochele, P. M., Dooley, J.R., Murray, A.P. McCarthy, J.M., SPHINX: Software for Synthesizing Spherical 4R Mechanisms, NSF Design and Manufacturing Systems Conference, 1:607-611, January 1993.3.
13. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. — М.: Высшая школа, 1987. — 496 с.
14. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. — М.: Высшая школа, 1967. — 528 с.
15. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и MathCAD / Теория механизмов и машин. 2008. Т. 6. №1(11) С. 71-80.
16. Яруллин М.Г., Мингазов М.Р. К синтезу сферических механизмов с вращательными парами. / Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, 2014. – Т. 70. – №1. – С.75 - 80.

SYNTHESIS SPHERICAL FOUR-BAR ROTATIONAL PAIR IN PROGRAM SOLIDWORKS

^{1,2}Kazan national research technical university named after A.N.Tupolev, Russia

Abstract

Modern approaches to the design of spherical hinge mechanisms synthesized on the so-called "basic sphere" are analyzed. An approach is proposed for the synthesis of spherical mechanisms in the software of SolidWorks. Examples of synthesis of various types of spherical mechanisms

Key words: spherical mechanism, synthesis of mechanisms, rotational pair, types of spherical mechanisms.

REFERENCES

- [1] I.A. Bonev, D. Chablat, and P. Wenger, "Working and Assembly Modes of the Agile Eye," in Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006.Proceedings 2006 IEEE International Conference on. IEEE, 2006,pp. 2317-2322.
- [2] X. Kong, "Forward Displacement Analysis of a 2-DOF RR-RRR-RRR Spherical Parallel Manipulator," in Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA), 2010 IEEE/ASME International Conference on. IEEE, 2010, pp. 446–451.
- [3] M. Jiang, X. Hu, L. Liu, and Y. Yu, "Study on Parallel 2-DOF Rotation Mechanism in Radar," Physics Procedia, vol. 24, pp. 1830–1835, 2012.
- [4] G. Dunlop and T. Jones, "Position Analysis of a Two DOF Parallel Mechanismthe Canterbury Tracker," Mechanism and Machine Theory, vol. 34, no. 4, pp. 599–614, 1999.
- [5] L. Rolland, "Manipulators for Solar Tracking," in Raad 2012 Proceeding. 21th International Workshop on Robotics in AlpeAdria-Danube Region (Naples, 10-13 September 2012), vol. 1. ESA, 2012, p. 93.
- [6] S. S. Tonapi and P. Larochele, "Design of a Mirror Positioning System to Enhance the Performance of a PV Array," in Proceedings of the 2006 Florida Conference on Recent Advances in Robotics, Miami, FL. Citeseer, 2006.
- [7] S. Kulkarni, S. Tonapi, P. Larochele, and K. Mitra, "Effect of Tracking Flat Reflector Using Novel Auxiliary Drive Mechanism on the Performance of Stationary Photovoltaic Module," in ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, vol. 6, 2007, pp. 351–356.

- [8] C.M. Gosselin and J.-F. Hamel, “The Agile Eye: a High-Performance Three-Degree-of-Freedom Camera-Orienting Device,” in *Robotics and Automation, 1994. Proceedings., 1994 IEEE International Conference on.* IEEE, 1994, pp. 781–786.
- [9] L.-J. Zhang, Y.-W. Niu, Y.-Q. Li, and Z. Huang, “Analysis of the Workspace of 2-DOF Spherical 5R Parallel Manipulator,” in *Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on.* IEEE, 2006, pp. 1123–1128.
- [10] Kozhevnikov SN, Esipenko Ya.I., Raskin Ya.M. *Mechanisms.- Moscow: Publishing house Mechanical Engineering, 1976.-784 p (rus.).*
- [11] Ruth, D. A. and McCarthy, J. M., *SphinxPC: An Implementation of Four Position Synthesis for Planar and Spherical 4R Linkages, Proceedings of the 1997 ASME Design Engineering Technical Conferences, September 1997.*
- [12] Larochelle, P. M., Dooley, J. R., Murray, A. P. McCarthy, J. M., *SPHINX: Software for Synthesizing Spherical 4R Mechanisms, NSF Design and Manufacturing Systems Conference, 1:607-611, January 1993.3.*
- [13] Frolov KV, Popov SA, Musatov AK *Theory of mechanisms and machines / Ed. K.V. Frolov. - Moscow: Higher School, 1987. - 496 p (rus.).*
- [14] Yudin VA, Petrokas LV *Theory of mechanisms and machines. - Moscow: Higher School, 1967. - 528 p. (rus.).*
- [15] Evgrafov AN, Petrov GN *Computer animation of kinematic schemes in Excel and MathCAD programs / Theory of mechanisms and machines. 2008. T. 6. No. 1 (11) pp. 71-80 (rus.).*
- [16] Yarullin M.G., Mingazov M.R. *To the synthesis of spherical mechanisms with rotational pairs. / Bulletin of KSTU. A.N. Tupolev, 2014. - T. 70. - № 1. - P.75 – 80 (rus.).*

М.Г. Яруллин¹, Ф.Ф. Хабибуллин²

ГЕОМЕТРИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЦЕПИ И ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА БЕННЕТТА



¹Мунир Гумерович Яруллин, д.т.н., профессор, заведующий
кафедрой «Машиноведение и инженерная графика»
Казанский национальный исследовательский технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
E-mail: Yarullinmg@yahoo.com



²Фаниль Фаргатович Хабибуллин:
аспирант кафедры «Машиноведение и инженерная графика»
Казанский национальный исследовательский технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ)
Россия, Казань
Тел.: +7(919)-632-68-96, E-mail: fanil_arsk@mail.ru

Аннотация

В литературе имеются десятки статей посвящённые теоретическим исследованиям механизма Беннетта. Однако статей о практическом использовании механизма Беннетта крайне мало. Причиной тому являются особенности геометрии звеньев и технология их изготовления. По своему геометрическому строению рассматриваемые механизмы имеют «нулевые» и «ненулевые» звенья. Здесь рассматривается геометрия кинематической цепи механизма Беннетта и его звеньев, а также влияние взаимной ориентации (направленностей) осей шарниров звеньев на собираемость параллелограмма и антипараллелограмма Беннетта.

Ключевые слова: механизм Беннетта, параллелограмм, антипараллелограмм, «нулевые» и «ненулевые» звенья, собираемость.

Введение

Исследования геометрии кинематической цепи и звеньев параллелограмма и антипараллелограмма Беннетта рассмотрим на примере приводов двухподвижного высокоэффективного дезинтегратора [1]. Структурные схемы и фотография действующей модели этих механизмов приводов дезинтегратора, обеспечивающих противоположное вращение двух рабочих конусов, представлены на рисунке 1. В дезинтегратор измельчаемый материал подается через загрузочное отверстие 9 в рабочую камеру 10, в которой идет процесс дробления, смешения и активации поверхности этого материала, как хрупкого, так и твердого. Для увеличения скорости измельчения и качества механоактивации материала, внутренний конус 4 и внешний конус 8 вращаются в противоположных направлениях. Измельченный материал из рабочей камеры проходит в нижнюю часть и через отгрузочное отверстие 11 попадает в желоб 12 [2].

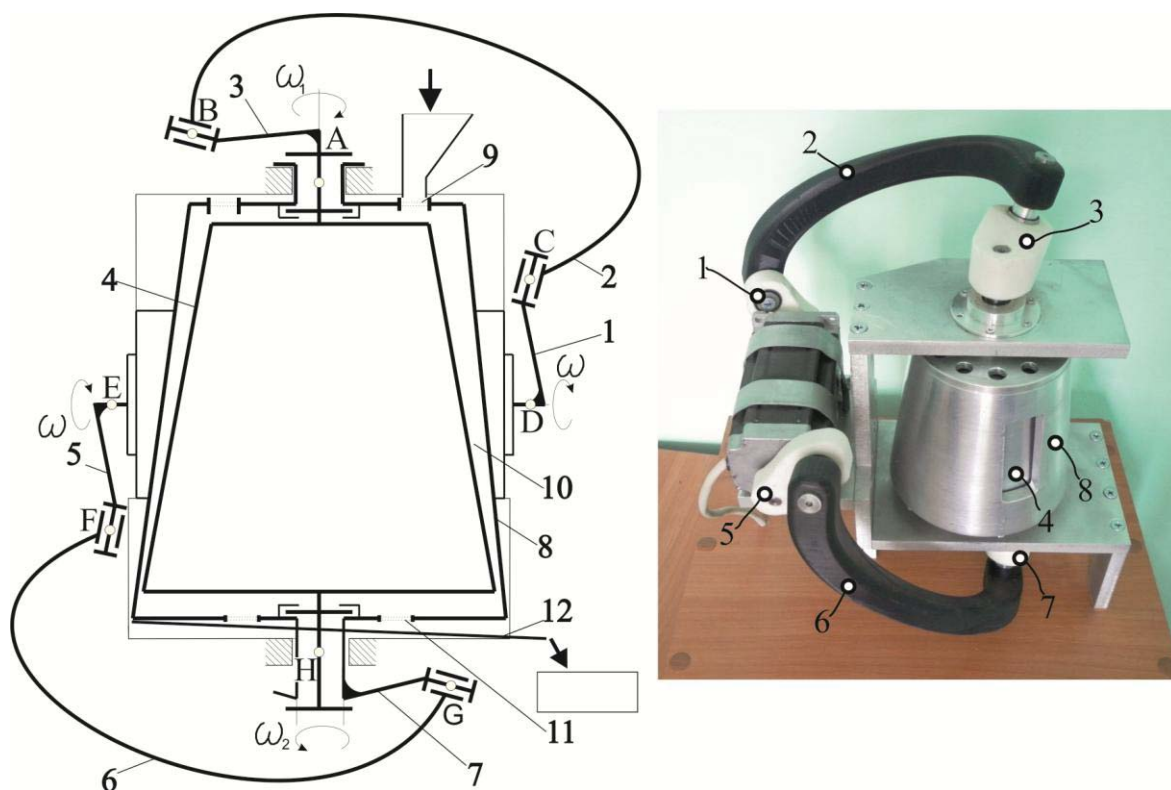


Рис. 1. Структурная схема и фотография модели дезинтегратора с приводами на базе параллелограмма и антипараллелограмма Беннетта

Степени подвижности параллелограмма и антипараллелограмма Беннетта определяются одинаково по известной формуле Сомова-Малышева [3-5]:

$$W = 6 \cdot (m - 1) - 5p_1 = 6(4 - 1) - 5 \cdot 4 = -2. \quad (1)$$

где: $m = 4$ - число звеньев,
 $p_1 = 4$ - число неподвижных вращательных кинематических пар.

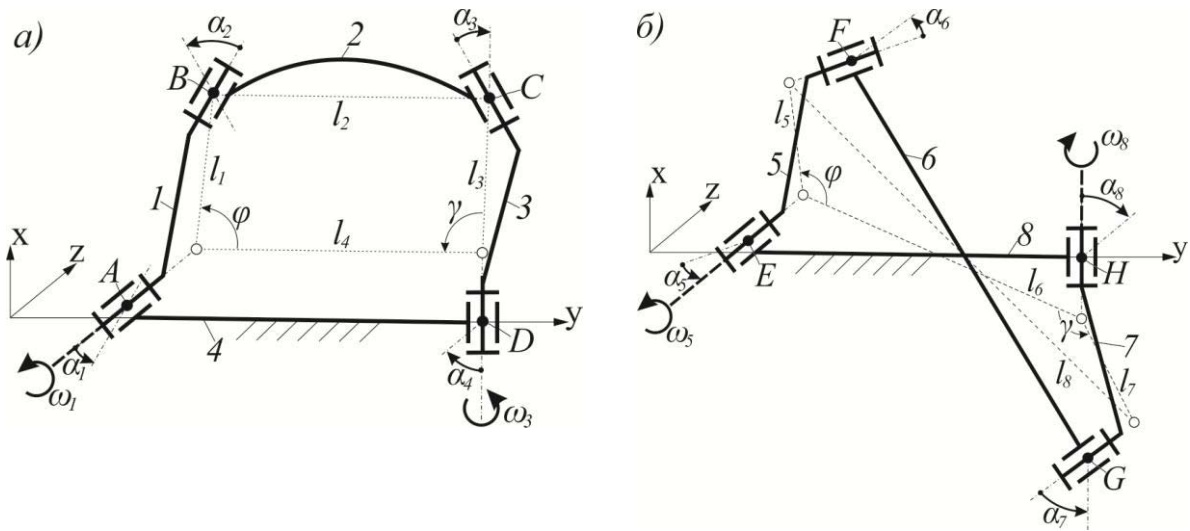


Рис. 2. Замкнутые кинематические цепи: а) параллелограмма Беннетта, б) антипараллелограмма Беннетта

Несмотря на $W = -2$, при определенных условиях механизмы могут быть вполне подвижны и работоспособны [6-9]. Их подвижность обусловлена дополнительными условиями, которые накладываются на механизмы, к числу которых относятся [10, 11]:

1. Длины кратчайших расстояний противоположащих звеньев равны (см. рис. 2):

$$а) l_1 = l_3, l_5 = l_7, \quad (2)$$

где: l_1, l_5 - длина кратчайшего расстояния между осями шарниров ведущих кривошипов дезинтегратора;

l_3, l_7 - соответственно длины кратчайшего расстояния между осями шарниров ведомых кривошипов 3 и 7;

$$б) l_2 = l_4, l_6 = l_8, \quad (3)$$

где: l_2, l_6 - длина кратчайшего расстояния между осями шарниров шатунов дезинтегратора;

l_4, l_8 - длина кратчайшего расстояния корпуса.

2. Геометрические оси противоположенных кинематических пар раздвинуты друг относительно друга на равные углы:

$$а) \alpha_1 = \alpha_3, \alpha_5 = \alpha_7, \quad (4)$$

где: α_1, α_5 - углы скрещивания осей шарниров ведущих кривошипов дезинтегратора;

α_3, α_7 - соответственно углы скрещивания осей шарниров ведомых кривошипов 3 и 7;

$$\text{б) } \alpha_2 = \alpha_4, \alpha_6 = \alpha_8, \quad (5)$$

где: α_2, α_6 - углы скрещивания осей шарниров шатунов дезинтегратора;

α_4, α_8 - соответственно угол скрещивания осей шарниров стойки.

3. Концы кратчайших расстояний звеньев совпадают.

4. Выполняется равенство соотношений длин и углов скрещивания смежных звеньев:

$$\frac{l_1}{l_2} = \pm \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}, \quad \frac{l_5}{l_6} = \pm \frac{\sin \alpha_5}{\sin \alpha_6}. \quad (6)$$

Наличие знака \pm в уравнении (6) указывает на то, что механизм Беннетта может быть двух видов: параллелограмм и антипараллелограмм. Более того, в зависимости от нахождения осей шарниров в различных квадрантах системы координат, он может иметь 32 модификации [12].

Основная часть Параллелограмм Беннетта

На рисунке 3 представлена кинематическая цепь параллелограмма Беннетта [13-15], использованного в качестве верхнего привода дезинтегратора. Кинематическая цепь механизма расположена так, что кратчайшие расстояния ведущего кривошипа и шатуна совпадают с кратчайшими расстояниями стойки и ведомого кривошипа:

$$\overline{A_0B_0} + \overline{B_0C_0} = \overline{A_0D_0} + \overline{C_0D_0},$$

где $\overline{A_0B_0}$, $\overline{B_0C_0}$, $\overline{C_0D_0}$ и $\overline{A_0D_0}$ - кратчайшие расстояния соответствующих звеньев.

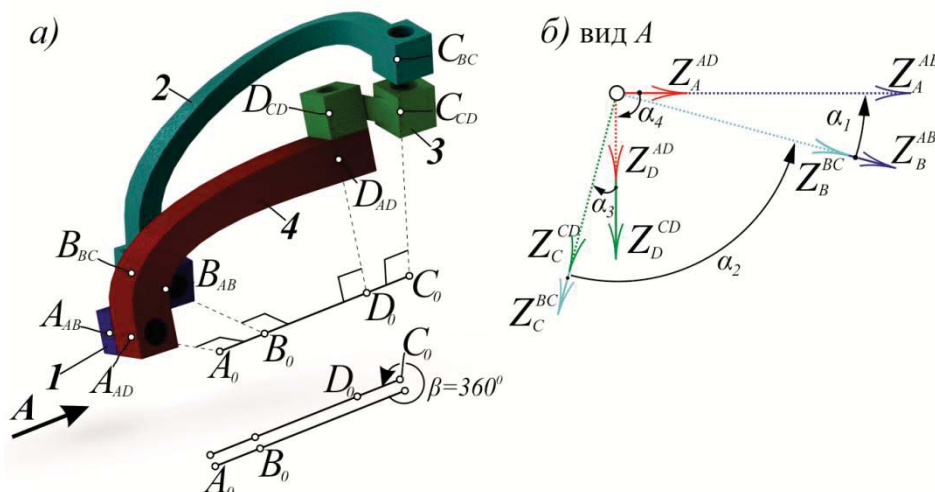


Рис. 3. Параллелограмм Беннетта в закрытом положении: а) замкнутая кинематическая цепь, б) схема ориентаций осей Z шарниров

На рисунке 3б представлена схема ориентаций осей Z шарниров вдоль линии $\overline{A_0B_0}$, $\overline{D_0C_0}$. Исследования взаимной ориентации осей Z шарниров начнем с шарнира A - соединения стойки с ведущим кривошипом (1), в сторону соединения стойки (4) с ведомым кривошипом (3). После последнего перехода с ведущего кривошипа (1) на стойку (4), ось шарнира Z_A^{AB} принимает параллельное и одинаково направленное положение к первой оси Z_A^{AD} . Совпадение данных осей показывает замыкаемость цепи и теоретическую работоспособность механизма.

На рисунке 4а представлена кинематическая цепь исследуемого механизма в открытом виде, полученная разъединением в шарнире A , стойки (4) с ведущим кривошипом (1). Кинематическая цепь механизма расположена так, что кратчайшие расстояния звеньев выстраивались в одну линию. Полученный отрезок $A_0 - A_0$ представляет собой суммарную теоретическую длину кратчайших расстояний звеньев исследуемого механизма.

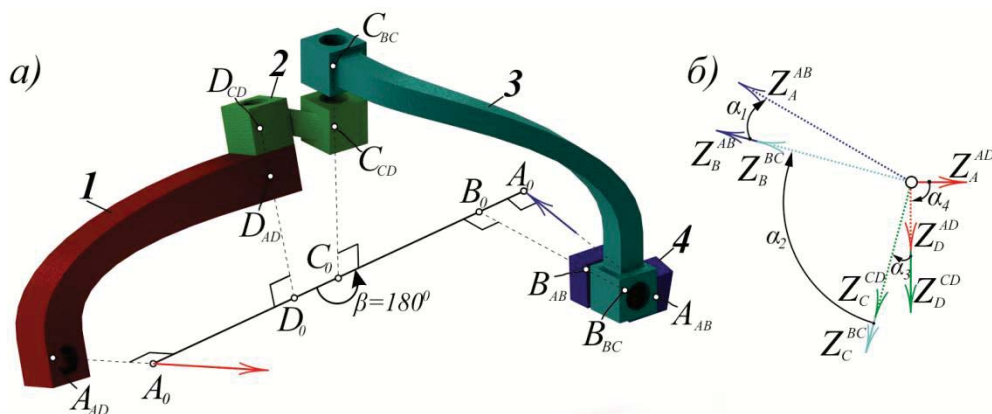


Рис. 4. Параллелограмм Беннетта в открытом положении: а) разомкнутая кинематическая цепь, б) схема ориентаций осей Z шарниров

На рисунке 4б представлена схема ориентаций осей Z шарниров по линии кратчайшего расстояния. Анализ ориентацией осей Z шарниров проводим аналогично случаю при закрытой цепи. Направление поворота (то есть знак угла скручивания) осей Z шарниров звеньев принимается положительным (плюс), если совмещение оси первого шарнира звена, обращенного к наблюдателю, с осью второго шарнира происходит по часовой стрелке. В противном случае поворот считается выполненным в отрицательном направлении (минус). Из рисунка 4б видно, что первая ось шарнира Z_A^{AD} не совпадает с последней осью шарнира Z_A^{AB} , что соответствует числовым значениям $\alpha_1 = \alpha_3 = 15^0$, $\alpha_2 = \alpha_4 = 90^0$:

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 15^0 + 90^0 + 15^0 + 90^0 = 210^0. \quad (7)$$

Не совпадение осей шарниров объясняется тем, что при раскрытии кинематической цепи механизма шарнир Z_C^{BC} вращается на 180^0 относительно шарнира Z_C^{CD} , при этом оси шарниров Z_{BC}^B , Z_{AB}^B и Z_A^{AB} меняют свое направление.

Учитывая разомкнутость кинематической цепи, суммы угловых параметров ориентации осей шарниров звеньев механизма в целом, можно описать следующим уравнением (согласно рис. 5):

$$\alpha_1 + \alpha_2 - (\alpha_3 + \alpha_4) = 15^0 + 90^0 - (15^0 + 90^0) = 0^0. \quad (8)$$

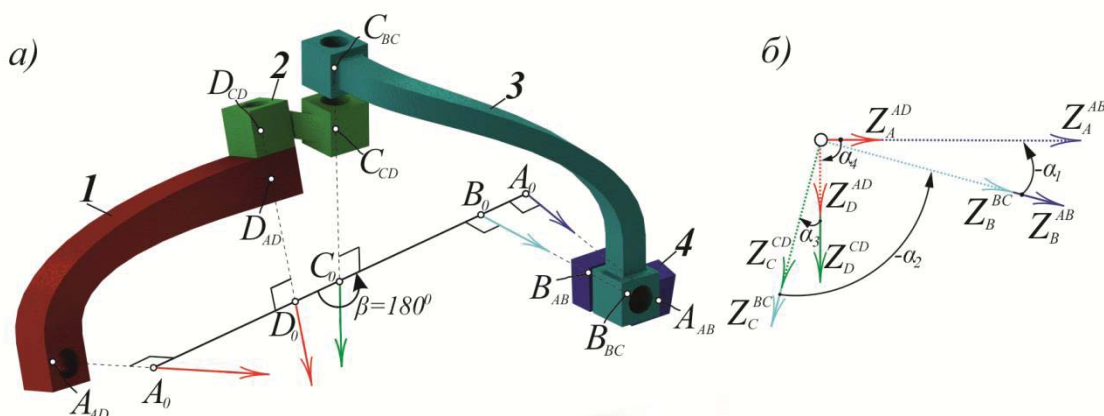


Рис. 5. Параллелограмм Беннетта с измененными ориентациями осей:
а) разомкнутая кинематическая цепь, б) схема ориентаций осей Z шарниров

Таким образом, из (8) следует, что параллелограмм Беннетта является собираемым, если первая ось шарнира Z_A^{AD} совпадет с последней осью механизма Z_A^{AB} .

Антипараллелограмм Беннетта

На рисунке 6а представлена кинематическая цепь антипараллелограмма Беннетта.

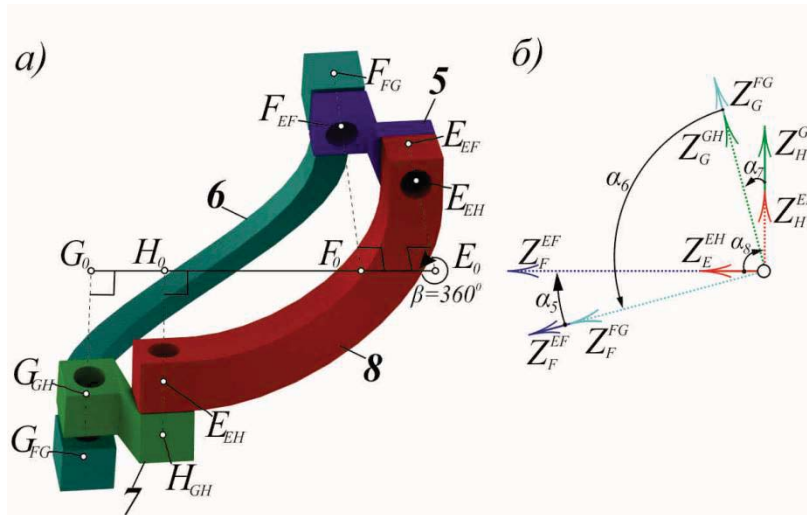


Рис. 6. Антипараллелограмм Беннетта в закрытом положении:

а) замкнутая кинематическая цепь, б) схема ориентаций осей Z шарниров

Кинематическая цепь механизма расположена так, чтобы кратчайшие расстояния ведущего кривошипа и шатуна совпали с кратчайшими расстояниями стойки и ведомого кривошипа и образовали один отрезок:

$$\overline{E_0F_0} + \overline{F_0G_0} = \overline{E_0H_0} + \overline{G_0H_0},$$

где $\overline{E_0F_0}$, $\overline{F_0G_0}$, $\overline{G_0H_0}$ и $\overline{E_0H_0}$ - кратчайшие расстояния соответствующих звеньев.

На рисунке 6б представлена схема ориентации осей Z шарниров антипараллелограмма Беннетта. Анализ ориентаций осей Z шарниров проводился так же, как и для параллелограмма Беннетта (см. рис. 3). Ориентацию осей шарниров от ведущего кривошипа (5) Z_E^{EF} до стойки (8) Z_E^{EF} можно описать уравнением, в котором принято $\alpha_5 = \alpha_7 = 15^0$ и $\alpha_6 = \alpha_8 = 90^0$:

$$\alpha_5 + \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8 = 15^0 + 90^0 - 15^0 - 90^0 = 0^0. \quad (9)$$

Ось шарнира Z_E^{EF} принимает коллинеарное положение к оси Z_E^{EH} .

Рассмотрим антипараллелограмм при раскрытой кинематической цепи. Учитывая поворот шарнира Z_G^{FG} на 180^0 относительно шарнира Z_G^{GH} , и приняв во внимание измененные направления осей шарниров Z_F^{FG} , Z_F^{EF} , Z_E^{EF} (см. рис. 7), получим:

$$\alpha_1 + \alpha_2 - (\alpha_3 + \alpha_4) = 15^0 + 90^0 - (15^0 + 90^0) = 0^0. \quad (10)$$

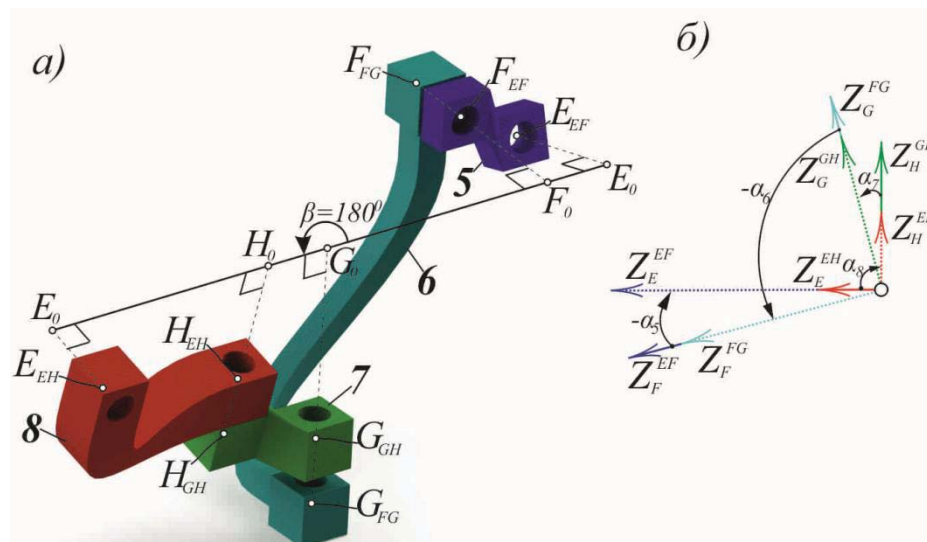


Рис. 7. Антипараллелограмм Беннетта в открытом положении ориентациями осей: а) разомкнутая кинематическая цепь, б) схема ориентаций осей Z шарниров

На рисунке 7б представлена схема ориентации осей шарниров рассматриваемого механизма. Анализ ориентации осей Z шарниров проводился, как и для параллелограмма Беннетта (см. рис.3). Последовательно рассматривая повороты осей с ведущего кривошипа (5) до стойки (8), замечаем, что ось шарнира Z_E^{EF} принимает коллинеарное положение к оси Z_E^{EH} , то есть оси совпадают, что соответствует собираемости и работоспособности механизма.

Результаты исследований ориентаций углов скручиваний осей шарниров звеньев механизмов Беннетта приведены в таблице.

Таблица
Ориентация углов скручиваний осей шарниров звеньев механизмов Беннетта

	Звено	Направленность
Параллелограмм	Стойка	-
	Ведомый кривошип	-
	Шатун	+
	Ведущий кривошип	+
Антипараллелограмм	Стойка	-
	Ведомый кривошип	+
	Шатун	-
	Ведущий кривошип	+

Анализ данных геометрии кинематических цепей параллелограмма и антипараллелограмма представленных в таблице, позволяют сделать следующие выводы:

1. На этапе синтеза параллелограмма и антипараллелограмма Беннетта углы скручивания осей шарниров звеньев механизмов необходимо подбирать так, чтобы выполнялось условие $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_3 + \alpha_4$, то есть суммы углов скручивания осей шарниров соседних звеньев должны быть равны.

2. Для обеспечения проворачиваемости механизма Беннетта без заедания или без налаживания звеньев друг на друга, необходимо изготовить по крайней мере два его звена «ненулевыми».

3. Кинематическая цепь параллелограмма Беннетта состоит из комбинации звеньев, в которой сначала расположены первые два звена с отрицательными знаками направлений углов скручивания осей шарниров звеньев, а следующие два звена с положительными знаками.

4. Кинематическая цепь антипараллелограмма Беннетта состоит из комбинации звеньев, в которой первое и третье звенья имеют отрицательные знаки направления углов скручивания осей шарниров, а второе и четвертое звенья с положительными знаками.

Полученные выводы могут быть полезны инженерам, конструкторам при проектировании различных мехатронных устройств на базе механизма Беннетта и его модификаций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2581487 Российская Федерация, МПК В02С2/10 Дезинтегратор неравномерного дробления / Яруллин М. Г., Мингазов М.Р., Исянов И.Р., Хабибуллин Ф.Ф.// опубл. 20.04.2016 Бюл. № 11-9с.
2. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Кинематика двухподвижного дезинтегратора с приводом на базе пространственных 4R механизмов // Вестник КГТУ им. А.Н.Туполева. - 2015. №1.- с.108-111.
3. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Выбор приводов многоподвижного механизма с избыточными входами // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международ. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 184-191, ISSN 2223-0807.
4. Нигматуллина Ф.Р., Терешин В.А. Кинематическое исследование телескопа // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международ. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 237-246. ISSN 2223-0807
5. Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Статический анализ плоских рычажных механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международ. науч.-практ. конференции. / под ред. М.М.

- Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С 107-118. ISSN 2223-0807
6. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф., Мингазов М.Р. Дезинтегратор с управляемым режимом дробления // Автоматизация и энергосбережение Машиностроительного и металлургического производств, технология и надежность машин, приборов и оборудования. Материалы X международной научно-технической конференции, 24-25 марта 2015 г. М-во образ. и науки РФ ; Вологод. гос. ун-т. – Вологда, 2015. С. 209-213, (A) ISBN 978-5-87851-577-1.
 7. Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage // *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.
 8. Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability // *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153. ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6.
 9. Яруллин М.Г., Исянов И.Р., Мудров А. П. Кинематика плоского двухподвижного пятизвенного рычажного механизма // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.297-305, ISSN 2223-0807.
 10. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. Теоретические и практические условия проворачиваемости механизма Беннетта // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С 306-316, ISSN 2223-0807.
 11. Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф. К обоснованию структурных параметров механизмов приводов двухподвижного дезинтегратора // XII Международная научно-техническая конференция "ВИБРАЦИЯ-2016".18.05.-20.05. 2016, С.263-269, ISBN 978-5-7681-1116-8.
 12. М.Г. Яруллин, М.Р. Мингазов. Синтез структурных модификаций механизма Беннетта // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2014. № 4. – с. 271-280.
 13. Мудров П.Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. - Казанский сельскохозяйственный институт имени М.Горького. - 1976. – 258 с.

14. Яруллин М.Г. Интенсификация очистки изделий в погружных моечных машинах на базе пространственных механизмов: Автореферат дисс. Докт. Тех. Наук: 05.20.03./ М.Г.Яруллин. – М.: МГАУ. 2002. – 35с.
15. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механизмов // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С 203-215, ISSN 2223-0807. 1.

M.G. Yarullin¹, F.F. Khabibullin²

GEOMETRY OF THE KINEMATIC CHAIN AND THE LINKS OF THE BENNETT'S MECHANISM

^{1,2} Kazan national research technical university named after A.N.Tupolev, Russia

Abstract

In the literature there are dozens of articles devoted to analytical studies of Bennett's mechanism. However, there is very little practical use of Bennett's mechanism. The reason for this are the features of the geometry of the links and the technology of their manufacture. By its geometric structure, there are "zero" and "nonzero" links. Here we consider the geometry of the kinematic chain of the Bennett's mechanism and its links, as well as the influence of the mutual orientation (orientation) of the hinge axes associated with the collection of the parallelogram and antiparallelogram Bennett.

Key words: Bennett's mechanism, parallelogram, antiparallelogram, "zero" and "non-zero" links, assembly.

REFERENCES

- [1] Pat. 2581487 Russian Federation, IPC B02C2 / 10 Disintegrator of uneven crushing / Yarullin M.G., Mingazov M.R., Isyanov I.R., Khabibullin F.F., // publ. 04/20/2016 Byul. № 11-9с. (rus.).
- [2] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Kinematics two movable disintegrator drive-based 4K spatial mechanisms // Vestnik KGTU n.a. A. N. Tupolev. - №.1. – p. 108-111 (rus.).
- [3] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Selection of drives of a multimotor mechanism with redundant inputs // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M.

- Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-C 184-191, ISSN 2223-0807(rus.).
- [4] Nigmatullina F.R., Tereshin V.A. Kinematic study of the telescope // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-C 237-246, ISSN 2223-0807.
- [5] Semenov Y.A., Semenova N.S. Static analysis of flat lever mechanisms // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th Intern. Scientific-practical. Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2014.-C 107-118, ISSN 2223-0807 (rus.).
- [6] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Mingazov M.R. Disintegrator with controlled crushing mode // Automation and energy saving of machine-building and metallurgical industries, technology and reliability of machines, devices and equipment. Materials of the X International Scientific and Technical Conference, March 24-25, 2015. M-in the image. And science of the Russian Federation; Vologod. State. Un-t. - Vologda, 2015. P. 209-213. (A) ISBN 978-5-87851-577-1(rus.).
- [7] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage // Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.
- [8] Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability // Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing AG 2017, pp. 145-153. ISSN 2195-4356, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6.
- [9] Yarullin M.G., Isyanov I.R., Mudrov A.P., Kinematics of a flat two-link five-link lever mechanism // Contemporary Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016. - P.297-305 ISSN 2223-0807(rus.).
- [10] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and practical conditions for the rotation of the Bennett mechanism // Modern Engineering: Science and Education: Materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016.-C 306-316, ISSN 2223-0807 (rus.).
- [11] Yarullin M.G., Khabibullin F.F. To the substantiation of the structural parameters of the mechanisms of the drives of the two-moving disintegrator // XII International Scientific and Technical Conference

- "VIBRATION-2016" .18.05.-20.05. 2016, C.263-269, ISBN 978-5-7681-1116-8(rus.).
- [12] Yarullin M.G., Mingazov M.R. Synthesis of structural modifications of the Bennett mechanism // Modern machine building. Science and Education: materials of the 4th International Scientific and Practical Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafova. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Un-ta, 2014. № 4. - p. 271-280 (rus.).
- [13] Mudrov P.G. Spatial mechanisms with rotational pairs. - Kazan Agricultural Institute named after M.Gorky, 1976.- 258 p. (rus.).
- [14] Yarullin M.G. Intensification of cleaning products in submersible washers based on spatial mechanisms: Abstract of Diss. Doct. Those. Sciences: 05.20.03. / M.G. Yarullin. - Moscow: MGAU. 2002. - 35 seconds (rus.).
- [15] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer modeling of mechanisms // Modern machine building: Science and education: materials of the 5th Intern. Scientific-practical. Conference. Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. Univ., 2016.-C 203-215, ISSN 2223-0807.1(rus.).

**ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ,
МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ
ТРИБОСИСТЕМ**

M. R. Bahrami¹, A.W. Buddimal Abeygunawardana²

MODELING AND SIMULATION OF TAPPING MODE ATOMIC FORCE MICROSCOPE THROUGH BOND-GRAPH



¹Mohammad Reza Bahrami,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
St. Petersburg, Russia
Тел.: (812) 552-6429, E-mail: mr.bahrami1982@gmail.com



²A.W. Buddimal Abeygunawardana
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
St. Petersburg, Russia
Тел.: (812) 552-6429, E-mail: awbuddimal@gmail.com

Abstract

This paper presents the bond-graph modeling of the Atomic force microscope. The Atomic force microscope is modeled as a lumped parameter system in its dynamic contact mode of operation. The Derjaguin–Muller–Toporov (DMT) force is considered as the interaction of the cantilever tip with the sample surface and it introduces the nonlinearity to the model. The response of the model is obtained through bond graph by using 20-sim program. Results are compared with results obtained by SIMULINK in MATLAB.

Key words: AFM, modeling, tapping mode, vibration, bond-graph, 20sim.

Introduction

The atomic force microscope (AFM), developed in the mid-1980's [1], is used to magnify surface features. By using the AFM, it is possible to scan an object surface topography with extremely high magnifications, up to 1,000,000X. Scanning in three dimensions considers as one of the most important features of an AFM, i.e. the horizontal X-Y plane and the vertical Z dimension.

Schematic of a typical AFM is illustrated in Fig. 1. A conventional AFM consists of a micro-cantilever with a sharp tip, a piezo scanner, and a photo detector for receiving a laser beam reflected off the end-point of the beam to provide cantilever deflection feedback.

The AFM is working in three different operation modes, namely, the contact, non-contact, and dynamic contact (tapping mode). The cantilever is excited at or close to its fundamental resonance frequency. Tip-sample interactions, which are nonlinear forces, change the amplitude, phase, and frequency of oscillation. Using these changes in cantilever oscillation with respect to the external excitation plays the key role to create sample surface topography. Therefore, the dynamic behavior of the cantilever plays a key role in a different mode of operations.

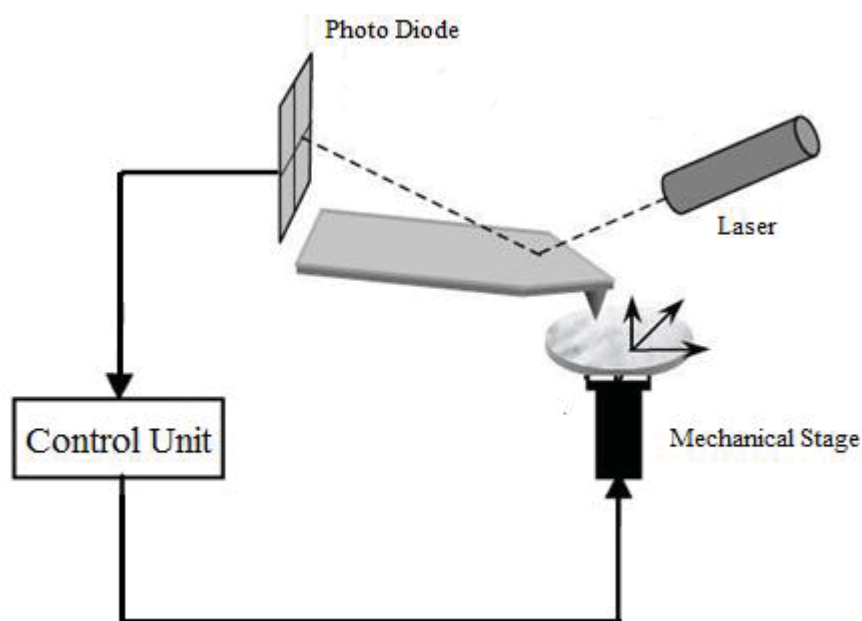


Fig. 1. Schematic of a conventional AFM

There are different methods to obtain a mathematical model of the AFM in a different mode of operations [2-8]. Bond graphs are one way for deriving a mathematical model of systems [9-11].

Bond graphs represent a graphical explanation of the dynamic behavior of physical systems, independent from the domain. In another word, bond graphs describe physical systems from different domains of energy in the same way. The basic ideas of bond graphs are energy and energy exchange.

Bond graph divides complex systems into simple subsystems. Bond graph gives a model of the system by analyzing these subsystems, which can be in different energy domains. Moreover, one can use this model to simulate the dynamic behavior of the system.

In general, the transfer of energy or power between subsystems is enabled by means of engineering links, e.g., mechanical shafts, electrical wires, etc. Choosing energy as the exchange variable for a model leads naturally to the use of two co-variables in each energy domain which are conventionally called effort (e) and flow (f), where energy $E = \int e \cdot f dt$. The power is a product of these two variables. The power variables (effort and flow) have a different meaning in different physical domains (mechanical, electrical, hydraulic, thermal, chemical systems).

In this article, the nonlinear vibration of AFM cantilever operating in dynamic contact mode is considered. Bond-Graph is used to model the system.

Modeling of AFM cantilever through Bond-Graph

The lumped parameter model of the cantilever consists of an effective mass m_e at the end of a massless spring with the stiffness of K and a massless damper with the coefficient b as shown in Figure 2.

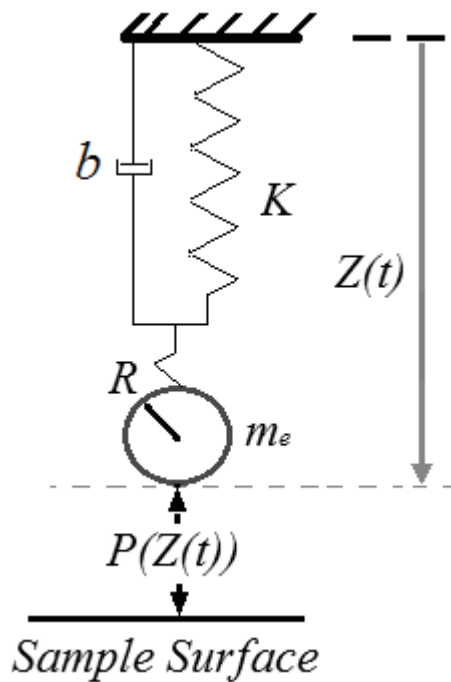


Fig. 2. Lumped-parameter model of the AFM

As shown in Figure 2, Z is the position of the cantilever tip, $F_{EXT} = F_0 \cos(\Omega t)$ is the external driving force, and $P(Z(t))$ is the force acting on the tip resulting from the tip-sample interaction. For dynamic contact AFM, DMT sphere-plane interaction force is used as

$$P(Z(t)) = F_{DMT}(Z(t)) = -\frac{A_H R}{6a_0^2} + \frac{4}{3} E^* \sqrt{R} (a_0 - Z_0 + Z)^{3/2}, \quad (1)$$

Where A_H , R and Z_0 are the Hamaker constant, the tip apex radius, and the distance from the fixed base frame coordinate to the sample, respectively.

First, we start to explain a systematic way to create a bond graph. In our case, external driving force F_{EXT} and nonlinear tip-sample interaction force $P(Z(t))$ make the body move from its equilibrium position. They are represented by Se1 and Se2 in Figure 3. The conversion energy law is guaranteed since all power from a source of efforts goes through other three elements of the system (Figure 3). These elements are; capacitor or flow storage element C (spring), inertia or effort storage element I (mass) and resistor R (damper). In this case, all the elements have the same velocity and the same flow. Flows of all bonds are identical (1-junction) in a common flow junction. 1-junctions have equality of flows while the efforts sum up to zero if power orientations are taken positive toward the junction. According to this, one can write the constitute law of 1-junction as follows:

$$\begin{aligned} e_1 + e_2 - e_3 - e_4 - e_5 &= 0; \\ f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = f_5. \end{aligned} \quad (2)$$

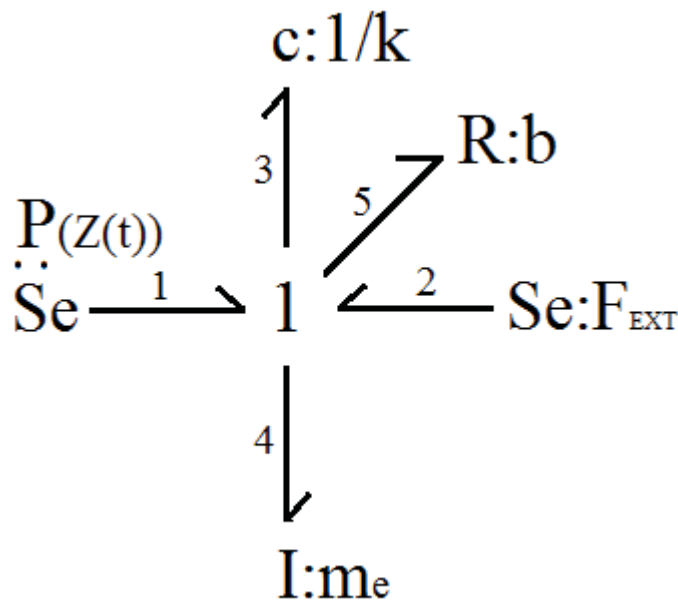


Fig. 3. Bond-Graph model of the AFM

In a bond graph, half arrows show the direction of power. Causality shows the direction of effort and it is the basis for understanding the system operation and modeling. Causality establishes cause and the effect relationship between the factors of the power of a bond. The information of effort is represented by putting a small transverse stroke (causal stroke) at the end of the bond [9-13]. Figure 4 shows the causality for our system.

In our case, the external harmonic excitation and nonlinear tip-sample interaction force get in effort as starting information and determine the causality

of effort source. Elements C and I have integral causality. At a 1-junction only one bond should bring the information about flow. Only one bond should be open-ended and this constitutes the causality of resistive element R4.

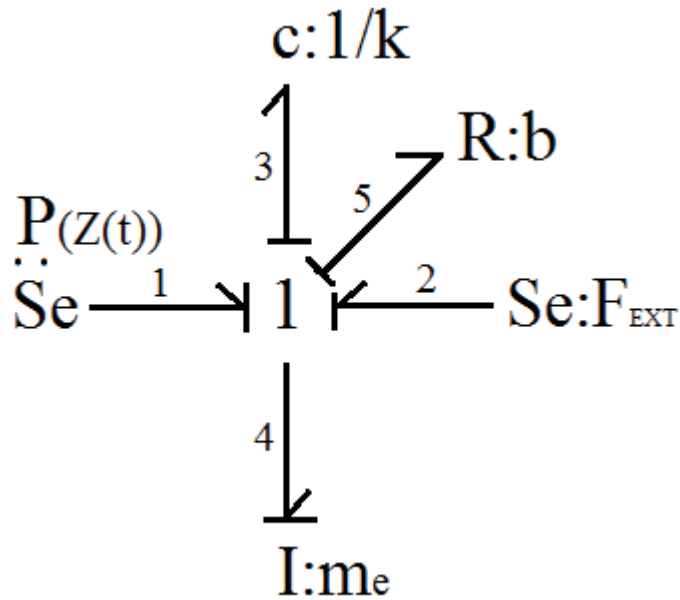


Fig. 4. Causality Bond-Graph model of the AFM

The 20-sim program package allows constructing and simulating models in the form of bond graph models without using state-space equations.

The bond graph model in 20-sim, given in Fig. 5, has further parameters: $m=1$, $C=1$, $R=0.5$, $\eta=0.2$, $w=0.5$, $q=1$. Dimensionless variables are used as described in [8].

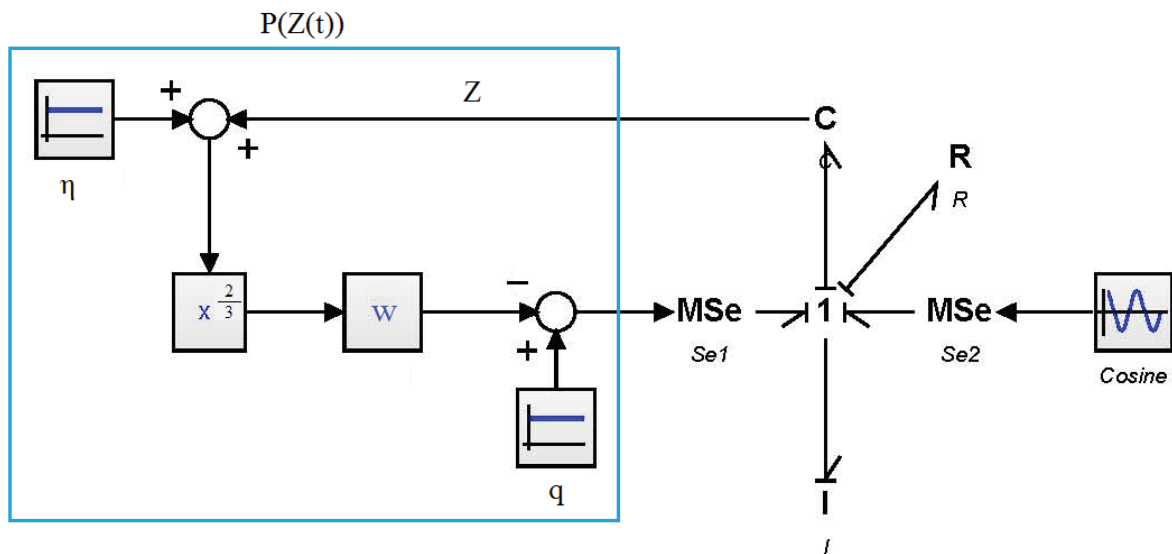


Fig. 5. Bond-Graph model of the AFM in 20-sim

The resulting motion of AFM cantilever with external harmonic oscillation with amplitude 4 with excitation frequency $\Omega=40$ is shown in Figure 6.

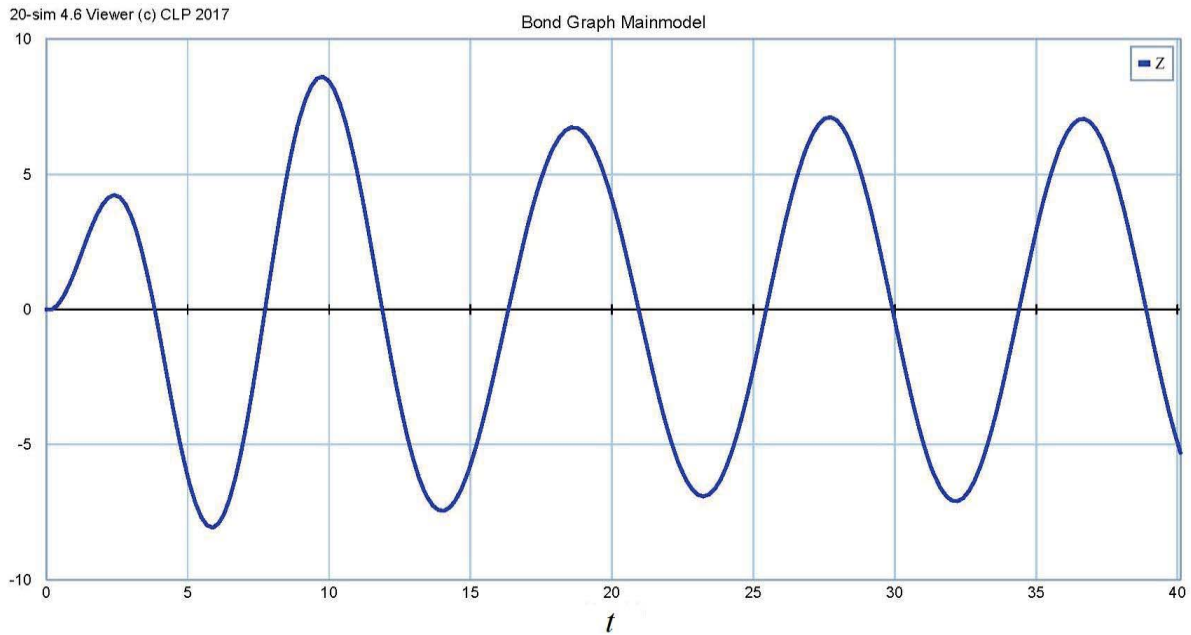


Fig. 6. Behavior of tapping mode AFM

Modeling of AFM cantilever through MATLAB/SIMULINK

In order to check the validity of results obtaining by 20-sim, the dynamic behavior of the system is studied through MATLAB/SIMULINK. The equation of motion of AFM cantilever shown in figure 2 is:

$$m_e \ddot{Z}(t) + b \dot{Z}(t) + KZ(t) = F_{EXT} - P(Z(t)). \quad (3)$$

We use the dimensionless equation of motion obtained in [8]

$$\frac{d^2 x}{d\tau^2} + b \frac{dx}{d\tau} + x = p \cos(\omega\tau) + q - w(\eta + x)^{3/2}. \quad (4)$$

We can represent (4) using MATLAB/SIMULINK as shown in Figure 7.

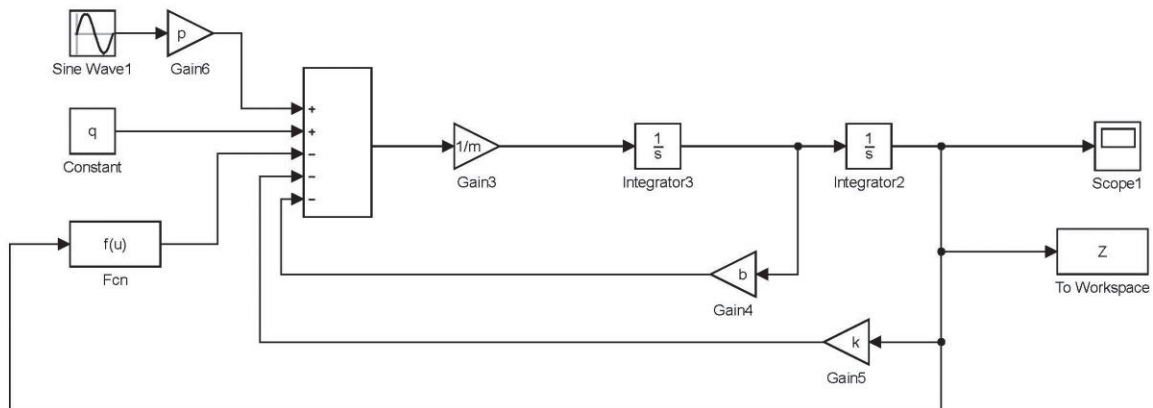


Fig. 7. Modeling of the AFM using MATLAB/SIMULINK

Setting the variables as described in the previous section, the result will be obtained which is the same as the result obtained by 20-sim through bond graph modeling.

Conclusion

In this paper presented bond-graph modeling of the Atomic force microscope. The Atomic force microscope has been modeled as a lumped parameter system in its dynamic contact mode of operation. The Derjaguin–Muller–Toporov (DMT) force has been considered as the interaction of the cantilever tip with the sample surface. The response of the model is obtained through bond graph by using 20-sim program. Results were compared with results obtained by MATLAB/SIMULINK.

REFERENCES

1. Binnig G., Quate C.F., Geber Ch., “Atomic Force Microscope,” *Physical Review Letters*, 56, (9), 1986.
2. Materassi D., Basso M., Genesio R., “Frequency Analysis of Atomic Force Microscopes with Repulsive-Attractive Interaction Potentials”, in *Proc. IEEE Conference on Decision and Control*, 2004, pp. 3059-3061.
3. Sebastian A., Salapaka M. V., Chen D. J., and Cleveland J. P., “Harmonic Analysis Based Modeling of Tapping-Mode AFM,” in *Proc. American Control Conference*, 1, 2003, pp. 232–236.
4. Wang L., “Analytical descriptions of the tapping-mode atomic force microscopy response,” *Appl. Physical Letters*, 73, (25), 1998, pp. 3781–3783.
5. Gauthier M., and Tsukada M., “Damping Mechanism in Dynamic Force Microscopy,” *Physical Review Letters*, 85, (25), 2000, pp. 5348–5351.
6. Belikov S. a., Magonov S .b., “Classification of Dynamic Atomic Force Microscopy Control Modes Based on Asymptotic Nonlinear Mechanics,” in *Proc. American Control Conference*, 2009, pp. 979-984.
7. Bahrami M.R., A. Ramezani, K. Osgouie, “Modeling and Simulation of Non-Contact Atomic Force Microscope”, *Proceedings of the ASME 2010 10th conference on Engineering System Design and Analysis, ESDA 2010*, Volume 5, pp. 565-569, doi: 10.1115/ESDA2010-24394.
8. Bahrami M.R., Abeygunawardana A.W.B, Modeling and simulation of dynamic contact atomic force microscope, *International Conference on Industrial Engineering*, St. Petersburg, Russia, 2017.
9. Gawthrop P. J., L. Smith, *Metamodelling: Bond Graphs and Dynamic Systems*, London: Prentice Hall International, 1996.

10. Thoma J. U., Simulation by Bond Graphs: Introduction to a Graphical Method, Berlin: Springer-Verlag, 1990.
11. J. Thoma, & B. Ould Bouamama, Modelling and Simulation in Thermal and Chemical Engineering: A Bond Graph Approach , Berlin: Springer, 2000.
12. Fakri A., Rocaries F., Carriere A., “A Simple Method for the Conversion of Bond Graph Models in Representation by Block Diagrams,” International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation (ICBGM'97), Phoenix, 1997, pp.15-19.
13. Vidojkovic B., Antic D., Dankovic B., “Bondsim-Simulink Tools for Bond Graph Modelling and Simulation,” Proc. 7th Symposium of Mathematics and its Applications, Timisoara, 1997, pp. 243-248.

М.Р. Бахрами, А.В. Буддимал Абейгунавардана

МОДЕЛИРОВАНИЕ АТОМНОГО СИЛОВОГО МИКРОСКОПА С ПОМОЩЬЮ БОНД-ГРАФА

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Аннотация

В данной работе представлено моделирование атомно-силового микроскопа с помощью граф-графов. Атомный силовой микроскоп моделируется как система с сосредоточенными параметрами в режиме динамического контакта. Сила Держагина-Мюллера-Топорова (ДМТ) рассматривается как взаимодействие кончика кантилевера с поверхностью образца и вносит нелинейность в модель. Ответ модели получен по графику связей с помощью программы 20-sim. Результаты сравниваются с результатами, полученными SIMULINK в MATLAB.

Ключевые слова: Атомный силовой микроскоп, моделирование, граф связей, колебание, режим нарезания резьбы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Binnig G., Quate C.F., Geber Ch., “Atomic Force Microscope,” Physical Review Letters, 56, (9), 1986.
- [2] Materassi D., Basso M., Genesio R., “Frequency Analysis of Atomic Force Microscopes with Repulsive-Attractive Interaction Potentials”, in Proc. IEEE Conference on Decision and Control, 2004, pp. 3059-3061.

- [3] Sebastian A., Salapaka M. V., Chen D. J., and Cleveland J. P., “Harmonic Analysis Based Modeling of Tapping-Mode AFM,” in Proc. American Control Conference, 1, 2003, pp. 232–236.
- [4] Wang L., “Analytical descriptions of the tapping-mode atomic force microscopy response,” Appl. Physical Letters, 73, (25), 1998, pp. 3781–3783.
- [5] Gauthier M., and Tsukada M., “Damping Mechanism in Dynamic Force Microscopy,” Physical Review Letters, 85, (25), 2000, pp. 5348–5351.
- [6] Belikov S. a., Magonov S .b., “Classification of Dynamic Atomic Force Microscopy Control Modes Based on Asymptotic Nonlinear Mechanics,” in Proc. American Control Conference, 2009, pp. 979-984.
- [7] Bahrami M.R., A. Ramezani, K. Osgouie, “Modeling and Simulation of Non-Contact Atomic Force Microscope”, Proceedings of the ASME 2010 10th conference on Engineering System Design and Analysis, ESDA 2010, Volume 5, pp. 565-569, doi: 10.1115/ESDA2010-24394.
- [8] Bahrami M.R., Abeygunawardana A.W.B, Modeling and simulation of dynamic contact atomic force microscope, International Conference on Industrial Engineering, St. Petersburg, Russia, 2017.
- [9] Gawthrop P. J., L. Smith, Metamodelling: Bond Graphs and Dynamic Systems, London: Prentice Hall International, 1996.
- [10] Thoma J. U., Simulation by Bond Graphs: Introduction to a Graphical Method, Berlin: Springer-Verlag, 1990.
- [11] J. Thoma, & B. Ould Bouamama, Modelling and Simulation in Thermal and Chemical Engineering: A Bond Graph Approach , Berlin: Springer, 2000.
- [12] Fakri A., Rocaries F., Carriere A., “A Simple Method for the Conversion of Bond Graph Models in Representation by Block Diagrams,” International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation (ICBGM'97), Phoenix, 1997, pp.15-19.
- [13] Vidojkovic B., Antic D., Dankovic B., “Bondsim-Simulink Tools for Bond Graph Modelling and Simulation,” Proc. 7th Symposium of Mathematics and its Applications, Timisoara, 1997, pp. 243-248.

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-24

УДК 621.891:22.753

Е.В. Березина¹, А.В. Волков², В.А. Годлевский³, А.С. Парфенов⁴

ВЕРОЯТНОСТНОЕ ОПИСАНИЕ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРИРОВАННОГО НА МОЛЕКУЛЯРНОМ УРОВНЕ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ



¹Елена Владимировна Березина,
Ивановский государственный университет Россия, Иваново
Тел.: +7(915)821-69-77, E-mail: elena_berezina@mail.ru



²Волков Алексей Владимирович
Ивановский государственный университет
Россия, Иваново
Тел.: +7(910)681-69-17, E-mail: volkz@ivanovo.ac.ru



³Годлевский Владимир Александрович
Ивановский государственный университет
Россия, Иваново
Тел.: +7(910)681-69-17, E-mail: godl@yandex.ru



⁴Парфенов Александр Сергеевич
Ивановская государственная медицинская академия.
Россия, Иваново
Тел.: +7(920)677-99-21, E-mail: alexandre.parf@gmail.com

Аннотация

Предложена математическая модель образования граничного смазочного слоя из раствора поверхностно-активной мезогенной присадки, на основании которой возможен расчет кинетических параметров формирования смазочной пленки.

Ключевые слова: трибология, граничный смазочный слой, мезоген, ПАВ, математическое моделирование.

Введение

Граничные смазочные слои в случае отсутствия поверхностных химических процессов образуются благодаря действию поверхностных далекодействующих сил и анизотропно-молекулярному взаимодействию, как в объеме смазочного материала (СМ), так и в процессе адсорбционного связывания молекул СМ с твердой поверхностью. Наличие таких слоев обеспечивает необходимую износостойкость твердых поверхностей и снижение коэффициента трения.

Однако, граничный смазочный слой плохо доступен для изучения *in situ* в силу его закрытости и быстрых динамических изменений его толщины и внутренней структуры. Только в последнее время начинают развиваться методы контроля структурного состояния смазочных слоев непосредственно при трении [1], а также методы молекулярной динамики, использующие компьютерные молекулярные модели трибосистем со смазочным слоем на наноскопическом уровне [2]. В общем случае задача состоит в описании кинетики процесса образования слоя с учетом молекулярной структуры трибоактивного компонента СМ. Это в перспективе поможет предсказывать трибологические характеристики смазочных композиций с учетом параметров мезоморфизма используемых присадок.

Применение в качестве трибоактивных компонентов СМ различного рода амфифилов дает возможность осуществлять в описании слоя подход, сформировавшийся в теории лиотропных жидких кристаллов [3] с учетом «поверхностной» специфики реального смазочного процесса

Постановка задачи

Аналитическое описание пространственных характеристик упорядоченной слоевой структуры, состоящей из большого числа молекул, чрезвычайно затруднительно, однако имеется возможность характеризовать слой в аспекте кинетики его формирования, как это было выполнено ранее некоторыми из авторов настоящей статьи применительно к описанию экстремального смазочного процесса при лезвийной обработке металлов [4, 5]. Характеристикой процесса формирования полимолекулярного слоя может служить некоторое характерное время его упорядочения (завершающая стадия построения слоя). Попытку построения такого описания, основанную на временных характеристиках, мы предлагаем в настоящей работе.

Математическое описание

Пусть существует некоторое множество однотипных молекул, находящихся вблизи твердой поверхности. Оно может быть охарактеризовано некоторой величиной, которая назовем *адсорбционной активностью* A молекулы. В то же время можно представить множество твердых поверхностей, которые должны характеризоваться некоторой величиной – назовем

ее адсорбционной пассивностью S . Для активности молекулы и пассивности поверхности введем исходный масштаб – ноль. То есть нулевая активность есть начало отсчета.

Определим адсорбционную активность молекулы A . Пусть $S_0 = 1$ – пассивность поверхности, принятая за единицу. Тогда

$$A = \frac{P_{A_1}}{q_{A_1}}, \quad (1)$$

где P_{A_1} – вероятность данной молекулы образовать связь со стандартной поверхностью; $q_{A_1} = 1 - P_{A_1}$ — вероятность не образовывать эту связь с поверхностью $S_0 = 1$.

Предположим, что у нас имеется поверхность, которая характеризуется параметром $S_0 = 1$. Любая молекула внешней среды сталкивается с поверхностью. При этом, она может с какой-то вероятностью образовывать (или не образовывать) с ней адсорбционную связь. Определим адсорбционную активность как отношение вероятности того, что образуется связь молекулы на данной поверхности S_0 к вероятности того, что она не образуется.

Из (1) следует, что чем выше вероятность P_{A_1} , тем больше активность молекулы.

Определим также адсорбционную пассивность поверхности S как отношение вероятности данной молекулы не образовать с поверхностью связь к вероятности образования этой связи. Поэтому, чем выше вероятность не образовывать связи, тем выше пассивность поверхности.

Пусть $A_0 = 1$ – адсорбционная активность стандартной молекулы. Тогда

$$S = \frac{q_{S_1}}{P_{S_1}}, \quad (2)$$

где q_{S_1} – вероятность молекулы $A_0 = 1$ не образовывать связь, P_{S_1} – вероятность её образовать.

Будем полагать, что если есть молекулы с адсорбционными активностями A_1 и A_2 поверхность с адсорбционной пассивностью S , то

$\frac{A_1}{A_2} = \frac{P_{A_1 S}}{q_{A_1 S}} : \frac{P_{A_2 S}}{q_{A_2 S}}$ — не зависит от S , где $P_{A_1 S}$ – вероятность адсорбции молеку-

лы с активностью A_1 на поверхности с пассивностью S . Если принять, что $A_1 = A$, $A_2 = A_0 = 1$, то вероятность того, что данная молекула с активностью A образует связь с поверхностью пассивности S имеет следующий характер:

$$\frac{A}{1} = \frac{P_{AS}}{q_{AS}} : \frac{P_{1S}}{q_{1S}}. \quad \text{Поскольку } S = \frac{q_{1S}}{P_{1S}}, \text{ то можно записать:} \quad (3)$$

$$\frac{A}{S} = \frac{P_{AS}}{q_{AS}} \rightarrow P_{AS} = q_{AS} \left(\frac{A}{S} \right). \quad (4)$$

Введем новую величину $\frac{A}{S} = \xi$ — отношение адсорбционной активности к адсорбционной пассивности. Тогда, поскольку $q_{AS} = 1 - P_{AS}$, можно записать:

$$P_{AS} = \frac{\xi}{1 + \xi}, \quad P_{AS} = P(A, S), \quad (5)$$

Как видим из (5), мы приходим к однопараметрической модели. Важным оказывается только один параметр — соотношение активности молекулы и пассивности поверхности. Разумно предположить, что при формировании многослойных адсорбционных слоев в первую очередь формируются слои такой структуры и с такими молекулами, вероятность образования связи которых наибольшая. Поэтому, если h — толщина адсорбционного слоя, то $P(h) = P(\xi(h))$ — вероятность образования слоя толщины h . Здесь $\xi(h)$ — отношение адсорбционной активности молекулы и пассивности слоя, которое также зависит от толщины сформированного слоя.

Для перехода к исследованию динамики формирования адсорбционного слоя предложим следующую гипотезу: *скорость образования слоя пропорциональна числу соударений с поверхностью всех молекул, которые есть на данный момент в объеме смазочного слоя над данной поверхностью*. Наиболее вероятны связи поверхности с теми молекулами, вероятность адсорбции которых на данную поверхность выше. Таким образом, динамика формирования слоя отражена в выражении:

$$\frac{dh}{dt} \approx P(h) \cdot n(t), \quad (6)$$

$n(t)$ — число соударений молекул с единицей поверхности в единицу времени, т. е.

$$\frac{dh}{dt} = \beta P(h) \cdot n(t), \quad (7)$$

где β — коэффициент пропорциональности.

Для полного описания динамики образования слоя, адсорбционная пассивность которого по мере заполнения растет, возникает необходимость в гипотезе о поведении функции $P(h)$. Пусть

$$-\frac{dP(h)}{dh} = \alpha P(h), \quad (8),$$

т. е. скорость убыви вероятности формирования слоя толщины h пропорциональна вероятности его формирования, где α — коэффициент пропорциональности. Тогда

$$P(h) = P(0) e^{-\alpha h}, \quad (9)$$

где $P(0)$ — вероятность формирования первого слоя.

Последнее уравнение показывает, что со временем пассивность слоев растет, так как вероятность их формирования убывает. С учетом (7) и (9) имеем

$$\frac{dh}{dt} = \beta P(0) e^{-\alpha h} n(t) \quad (10)$$

$$\frac{dh}{e^{-\alpha h}} = \beta n(t) dt \quad (11)$$

$$e^{\alpha h} dh = \beta n(t) dt \quad (12)$$

$$\int e^{\alpha h} dh = \beta \int n(t) dt + C \quad (13)$$

$$\frac{1}{\alpha} e^{\alpha h} = \beta \int n(t) dt + C \quad (14)$$

При $t = 0, h = 0 \rightarrow C = \frac{1}{\alpha}$.

$$e^{\alpha h} = \alpha \beta \int n(t) dt + \alpha \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right) \rightarrow \quad (15)$$

$$\ln e^{\alpha h} = \ln \left(\alpha \beta \int n(t) dt + 1 \right), \quad (16)$$

$$\alpha h = \ln \left(\gamma \int n(t) dt + 1 \right), \quad (17)$$

где $\gamma = \alpha \cdot \beta$.

$$h = \frac{1}{\alpha} \ln \left(\gamma \int n(t) dt + 1 \right). \quad (18)$$

Если задать $n(t) = n_0 = const$ — т. е. n поддерживать постоянным, то

$$h = \frac{1}{\alpha} \ln (\gamma n_0 t + 1). \quad (19)$$

Выше мы определили цель создаваемой модели — оценить характерное время τ формирования структурированного слоя толщиной h с тем, чтобы иметь возможность включения характерного времени адсорбции в сумму времен отдельных этапов процесса.

Если в процессе формирования слоя считать, что $P(h)$ падает в e раз, то характерная толщина сформированного слоя за некоторое время τ равна $h_0 = \frac{1}{\alpha}$. Тогда время формирования слоя τ :

$$\ln (\gamma n_0 \tau + 1) = 1 \quad (20)$$

$$\gamma n_0 \tau + 1 = e \quad (21)$$

Таким образом, получаем итоговую формулу, позволяющую оценивать время адсорбции полимолекулярного слоя

$$\tau = \frac{e-1}{\gamma n_0} \approx \frac{1,71}{\gamma n_0}. \quad (22)$$

Оценку числа соударений молекул с поверхностью можно провести по формуле:

$$n_0 = \frac{1}{2} n \sqrt{\frac{iRT}{3\mu}}. \quad (23)$$

Параметр γ , вероятно, может зависеть от степени ориентации молекул, участвующих в образовании слоя. Поскольку модель вероятностная, то одна и та же молекула может по-разному сориентироваться на поверхности, и это должно быть учтено в (23) *фактором структурирования* γ . По-видимому значение этого параметра можно получить методами компьютерного молекулярного моделирования [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. Из формулы для расчета времени формирования граничного смазочного слоя, мы видим, что чем больше значение γ , тем меньше времени требуется для образования слоя.

Важным моментом настоящего описания является характеристика адсорбции через отношение (4), которое, однако, требует интерпретации в термодинамических терминах, что мы и попытаемся сделать. Вероятностный характер адсорбции хорошо просматривается еще в работах Я.И. Френкеля (см., напр., [7]). Им было получено важное выражение для зависимости времени адсорбции молекулы τ (представляющее собой период колебаний молекулы в направлении, перпендикулярном поверхности адсорбента) от молярной теплоты адсорбции Q_a и температуры T :

$$\tau = \tau_0 \exp(Q_a / RT), \quad (24)$$

где τ_0 — время, близкое к периоду колебаний атомов в решетке адсорбента и имеет порядок 10^{-13} с.

Известно, что время адсорбции колеблется от 10^{-12} – 10^{-6} с для физической адсорбции до 10^{-2} – 10^{130} с для химической адсорбции. Поэтому, основываясь на временных интервалах, можно ввести понятие вероятности адсорбции, как величины пропорциональной отношению времени пребывания молекулы на поверхности адсорбента τ к характерному времени наблюдения за процессом адсорбции или некоторым временем, который лимитирует процесс формирования адсорбционного слоя (в нашем случае это может быть время существования единичного межповерхностного капилляра τ_k):

$$p \cong \frac{\tau}{\tau_k}. \quad (25)$$

Поскольку, как следует из характерных времен адсорбции, это отношение может значительно превышать единицу (т. е. предельное значение вероятности), и коэффициент пропорциональности в этом случае будет меняться в широких пределах, будем полагать, что отношение этих времен пропорционально отношению вероятности адсорбции p к противоположному событию – вероятности q не адсорбироваться на поверхности q :

$$\frac{p}{q} = \alpha \frac{\tau}{\tau_k}, \quad (26)$$

где α — безразмерный коэффициент пропорциональности.

Учитывая, что $q = 1 - p$, последнюю формулу можно переписать относительно p в следующей форме:

$$p = \frac{\frac{\alpha\tau}{\tau_k}}{1 + \frac{\alpha\tau}{\tau_k}} = \frac{1}{1 + \frac{\tau_k}{\alpha\tau}}. \quad (27)$$

С учетом (24) данное выражение примет вид:

$$p = \frac{1}{1 + \frac{\tau_k}{\alpha\tau_0} \exp(-Q_a / RT)} \quad (28)$$

Данное уравнение показывает взаимосвязь вероятности адсорбции с молярной теплотой адсорбции и температурой.

Теперь можно раскрыть понятия активности молекулы A и пассивности поверхности S (см. (4)), отношение которых можно заменить отношением p/q :

$$\frac{A}{S} = \frac{p}{q}. \quad (29)$$

Откуда с учетом (24) и (25) находим, что их отношение равно:

$$\frac{A}{S} = \alpha \frac{\tau_0}{\tau_k} \exp(Q_a / RT), \quad (30)$$

что свидетельствует о том, что введенная нами характеристика поверхностного взаимодействия молекул имеет определенный физический смысл.

Заключение

Таким образом, мы пришли к достаточно полному описанию процесса формирования граничного смазочного слоя из жидкой смазочной среды, содержащей трибоактивный адсорбирующийся компонент. Введен фактор структурирования γ , который можно оценивать в экспериментальных физико-химических исследованиях. Нужно подчеркнуть, что данная модель

оценивает лишь кинетику формирования слоя, но не связана напрямую со свойствами слоя (его прочностью, сдвиговыми характеристиками и т.д. — для этого нужны дополнительные исследования.

Очевидно и наиболее существенное ограничение разрабатываемого подхода — модель не учитывает возможные химические реакции компонентов СМ с поверхностью (например, хемосорбцию растворенного в СМ кислорода.

Интересным является и то, каким образом могут быть связаны найденный нами параметр γ и упоминавшийся выше структурный параметр мезоморфных структур Q_s . Безусловно γ должен зависеть от Q_s , хотя бы из того соображения, что при $Q_s = 0$ параметр γ теряет смысл, и тогда $\tau \rightarrow \infty$. Представляется, что экспериментальное определение параметра Q_s для картины слоя также возможно методами молекулярного компьютерного моделирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Berezina E.V., Volkov A.V., Zheleznov A.G., Fomichev D.S. On the research technique of mesogene lubrication layer optical properties / Advanced in Mechanical Engineering Ed. A. Evgrafov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer Int. Publ. Switzerland. 2015. P. 7-12. DOI 10.1007/978-3-319-15684-2_2.
2. Blinov O.V., Godlevskiy V.A. Computing of Lubrication Layer Molecular Orientation State // Procedia Engineering. V. 150, 2016, P. 584–589.
3. Усольцева Н.В. Лиотропные жидкие кристаллы: химическая и надмолекулярная структура. Иваново, 1994. 220 с.
4. Godlevskiy V.A., Markov V.V., Usoltseva N.V. Principle of Compatibility of Heterogeneous Additives in Triboactive Metalworking Fluids for Edge Cutting of Metals // Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, S.-Petersburg, Russia, June 2016. Springer International Publishing. AG. P. 65-71. DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_8
5. Astakhov V.P., Godlevskiy V.A., Joksch S., Rave A., Evans R. Metal working fluids for cutting and grinding: fundamentals and recent advances // Woodhead Publishing Ltd. Cambridge, UK. 2012. 413 p.
6. Kuznetsov S.A. Berezina E.V., Godlevskiy V.A., Bogomolov M.V. A Software Complex for Molecular Simulation of Boundary Lubrication Layers // Journal of Friction and Wear, 2012, Vol. 33, No. 1, pp. 5–10.
7. Фридрихсберг Д.А. Курс коллоидной химии. 1984. Л.: «Химия» 368 с.

E.V. Berezina¹ A.V. Volkov¹, V.A. Godlevskiy¹, A.S. Parfenov²

THE LIKELIHOOD DESCRIPTION OF STRUCTURED AT MOLECULAR LEVEL LUBRICATION LAYER FORMATION

¹Ivanovo State University, Ivanovo, Russia

²Ivanovo State Medical Academy, Ivanovo, Russia

Abstract

The mathematical model of boundary lubrication layer formation from solution of surface-active mesogene additive is elaborated. On that basis the calculation of lubricant film formation kinetic parameters is possible.

Key words: tribology, boundary lubrication layer, mesogen, surfactant, mathematical modelling.

REFERENCES

- [1] Berezina E.V., Volkov A.V., Zheleznov A.G., Fomichev D.S. On the research technique of mesogene lubrication layer optical properties / *Advanced in Mechanical Engineering* Ed. A. Evgrafov // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer Int. Publ. Switzerland. 2015. P. 7-12. DOI 10.1007/978-3-319-15684-2_2.
- [2] Blinov O.V., Godlevskiy V.A. Computing of Lubrication Layer Molecular Orientation State // *Procedia Engineering*. V. 150, 2016, P. 584–589.
- [3] Usol'tseva N.V. Lyotropic liquid crystals: chemical and supramolecular structure. Ivanovo, 1994. 220 p. (In Russian).
- [4] Godlevskiy V.A., Markov V.V., Usoltseva N.V. Principle of Compatibility of Heterogeneous Additives in Triboactive Metalworking Fluids for Edge Cutting of Metals // *Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education"*, S.-Petersburg, Russia, June 2016. Springer Intern. Publ. AG. P. 65-71. DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_8
- [5] Astakhov V.P., Godlevskiy V.A., Joksch S., Rave A., Evans R. Metal working fluids for cutting and grinding: fundamentals and recent advances // *Woodhead Publishing Ltd. Cambridge, UK*. 2012. 413 p.
- [6] Kuznetsov S.A. Berezina E.V., Godlevskiy V.A., Bogomolov M.V. A Software Complex for Molecular Simulation of Boundary Lubrication Layers // *Journal of Friction and Wear*, 2012, Vol. 33, No. 1, pp. 5–10.
- [7] Fridrichsberg D.A. Colloid chemistry course. S.-Pb.: "Chimija", 1984. 368 p. (In Russian).

РАСЧЕТ РЕСУРСА МАГНИТОЖИДКОСТНЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В ВАКУУМЕ ИЛИ ГАЗОВОЙ СРЕДЕ



¹Александр Николаевич Болотов,
Тверской государственный технический университет
Россия, Тверь
Тел.: (4822) 78-89-71, E-mail: alnikbltov@rambler.ru



²Георгий Борисович Бурдо
Тверской государственный технический университет
Россия, Тверь
Тел.: (4822) 78-55-65, E-mail: gbtms@yandex.ru

Аннотация

Приведены уравнения, позволяющие рассчитать ресурс магнитожидкостных трибоузлов исходя из скорости испарения дисперсионной среды. Указаны рекомендации по продлению времени нормального функционирования магнитного смазочного масла в трибоузлах. Показан пример определения долговечности магнитожидкостного подшипника скольжения, способного функционировать в вакууме и в атмосфере.

Ключевые слова: ресурс трибоузлов, магнитная жидкость, давление насыщенных паров, магнитожидкостный подшипник.

Введение

Магнитная жидкость эффективно используется во многих узлах современных машин и механизмов. Неоспоримыми достоинствами обладают триботехнические узлы, рабочим телом которых служит магнитное смазочное масло, являющееся одной из разновидностей магнитной жидкости [1,2]. Однако до настоящего времени отсутствует методика расчета долговечности магнитожидкостных узлов или устройств,

которая бы учитывала именно физико-химические особенности строения магнитного масла. Как правило, именно магнитное масло является тем структурным элементом сложной технической системы, которая лимитирует его срок службы [3,4,5]. Магнитное масло может перестать выполнять свои функции по разным причинам. Например, может нарушиться коллоидная структура магнитного масла под влиянием сильных магнитных полей, термомеханических воздействий и произойдет необратимая коагуляция магнитных дисперсных частиц. Однако, изменяя условия эксплуатации магнитного масла, достаточно просто сохранить его коллоидную стабильность. Наиболее значимое ограничение ресурса изделий с магнитной жидкостью происходит из-за испарения основы магнитного масла. В результате этого термоактивированного процесса возрастает вязкость магнитного масла вплоть до потери текучести, это означает, что магнитное масло перестает выполнять свои функции. Таким образом, для оценки ресурса магнитожидкостных узлов (подшипников, зубчатых передач, уплотнений) первоначально необходимо знать уравнение, описывающее динамику испарения основы магнитного масла. Такие уравнения для магнитожидкостных узлов, эксплуатируемых в условиях вакуума или в газовой среде, и в частности в атмосфере, были получены авторами, и их вывод приведен в работах [6,7]. Ресурс магнитожидкостного узла по существу равен промежутку времени в течение которого концентрация магнитной фазы возрастает от начального значения ω_s до допустимого ω_f , которое в свою очередь определяется допустимой предельной вязкостью магнитного смазочного масла.

Расчет ресурса магнитожидкостных трибоузлов

Рассмотрим случай, когда магнитожидкостный трибоузел работает в атмосферных условиях. Ресурс t атмосферного трибоузла для случая, когда поверхность магнитного масла полностью открыта, можно рассчитать по следующей формуле [6]:

$$t = \frac{\rho V}{\psi_1} [\omega_f - \omega_s + \omega_s \ln \left(\frac{1 - \omega_s}{1 - \omega_f} \right)],$$

$$\psi_1 = \frac{DCP_s \mu}{2RT\varepsilon_0} \left(1 + \frac{DC}{2\varepsilon_0 S(1 - \omega_s)} \sqrt{\frac{2\pi\mu}{RT}} \right), \quad (1)$$

где D - коэффициент диффузии молекул пара в окружающем газе, V - исходный (заправочный) объем магнитной жидкости, S - поверхность через которую происходит массоперенос (обычно, поверхность магнитной жидкости), T - абсолютная температура, μ - молярная масса, R -

универсальная газовая постоянная, ε_0 - электрическая постоянная, C – эквивалентная электрическая емкость [8], P_s - давление насыщенных паров при данных условиях, ρ - плотность жидкой фазы.

В том случае, когда магнитная жидкость находится в полости с небольшим отверстием, ресурс трибоузла рассчитывается по формуле:

$$t = \frac{V(\omega_f - \omega_s)\rho}{\psi_2},$$

$$\psi_2 = \frac{DS_0P_s\mu}{RTh} \left(1 + \frac{DS_0}{hS(1-\omega_s)} \sqrt{\frac{2\pi\mu}{RT}} \right)^{-1}, \quad (2)$$

где S_0 - площадь отверстия, h – длина канала отверстия.

Для атмосферных магнитожидкостных трибоузлов нами было создано перспективное магнитное смазочное масло ММ-ДОС [9] на основе синтетической жидкости диоктилсебагината (ДОС) с хорошей коллоидной устойчивостью. Для улучшения смазочных свойств магнитного масла, работающего при граничном режиме трения, а также для повышения антиокислительных характеристик в ее состав добавлялся специально подобранный пакет присадок. Магнитная жидкость имеет намагниченность насыщения около 25 кА/м и достаточно низкую пластическую вязкость 0,1 – 0,3 Па·с (при 20°С). Содержание дисперсной фазы с учетом защитных оболочек составляло $\omega_s=0,143$. Основные физико-химические свойства диоктилсебагината, заимствованные из различных справочников, приведены в табл.1.

Таблица 1. Основные физико-химические свойства диоктилсебагината и хлорфенилсилоксана

№ п/п	Свойства жидкости	ДОС	ХС-2-1ВВ
1.	Молярная масса, кг/моль	0,426	~2
2.	Плотность, кг/м ³	910	1030
3.	Динамическая вязкость, Па·с	0,019 - 0,023	0,045
4.	Температура застывания, °С	- 60	- 90
5.	Температура вспышки, °С	240	>240
6.	Давление насыщенных паров при 20°С, Па	0,086	4·10 ⁻⁵
7.	Температура кипения при 133 Па, °С	220	>200

Для проведения расчетов ресурса узлов трения с магнитной жидкостью при различных температурах окружающей среды дополнительно к приведенным в табл.1 данным требуется знать коэффициент взаимной диффузии хотя бы для одного значения температуры и давления газа (в нашем случае - воздуха) и давление насыщенных паров при температуре, отличной от 20°С.

Рассмотрение с молекулярно-кинетических позиций частного случая равновесия между скоростью процесса испарения и обратного процесса конденсации позволяет получить простую формулу для давления насыщенного пара P_s :

$$P_s = \frac{\rho R T}{\mu} e^{-\frac{L_0 \mu}{R T}}, \quad (3)$$

где L_0 - удельная теплота испарения, ρ - плотность. Используя табличное значение P_s , можно из этой формулы найти удельную теплоту испарения и затем рассчитать P_s для любой произвольной температуры (не вблизи тройной точки). Определенное таким образом давление насыщенного пара ДОС для интересующей нас температуры 100°С составило около 5 Па. Однако, формула (3) дает не всегда надежное значение, особенно, если коэффициент конденсации отличен от единицы, и свойства газа не описываются уравнением Клайперона.

Для приближенных расчетов давления насыщенных паров часто пользуются двухпараметрической формулой Клаузиуса-Клайперона:

$$P_s = a e^{-\frac{b}{T}}, \quad (4)$$

где a и b - некоторые константы, определяемые опытным путем. Для того, чтобы проводить расчеты по формуле (4), необходимо определить эти константы, например, воспользовавшись двумя значениями P_s при разных температурах, одно из которых указано в табл.1. В этой таблице, кроме давления насыщенного пара при 20°С, приведена стандартизованная температура кипения ДОС при 133 Па. Из физического содержания процесса кипения вытекает, что давление 133 Па является давлением насыщенного пара жидкости ДОС при температуре 220°С. С учетом этих величин, расчетные значения констант в уравнении (4) такие: $a \approx 5,4 \cdot 10^6$ Па; $b \approx 5250$ К и, следовательно, давление насыщенного пара при 100°С будет равно $P_s \approx 4$ Па. Значит, применив разные подходы к определению

неизвестного давления P_s , получили приблизительно одинаковые значения, среднее из которых и примем для оценки ресурса подшипника.

Для нахождения коэффициента взаимной диффузии D воспользуемся экспериментальными результатами, полученными нами при исследовании интенсивности испарения диактилсебацината и магнитной жидкости на его основе. В процессе указанных исследований изучалась временная зависимость интенсивности испарения жидкостей при различных температурах. Испытуемая жидкость находилась в открытом вертикально расположенном цилиндрическом сосуде, помещенном в термостат. Для данных условий испарения, можно показать, что интенсивность испарения W , т.е. скорость убыли массы в расчете на единицу поверхности, теоретически хорошо описывается следующей формулой:

$$W = \frac{DP_0\mu}{R_0TH},$$

где H - расстояние от края сосуда до поверхности жидкости, P_0 - давление пара над поверхностью. Выразив давление P_0 через P_s получим уравнение, по которому можно определить коэффициент взаимной диффузии паров ДОС в воздухе:

$$D = \frac{WR TH}{\mu} \left(P_s - \frac{W}{\sqrt{\frac{\mu}{2\pi R T}}} \right)^{-1}.$$

Подставив в последнюю формулу опытные данные интенсивности испарения из работы [9], получили значение коэффициента взаимной диффузии для нормального атмосферного давления и температуры 100°C : $D \approx 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Значение коэффициента диффузии при других параметрах состояния газовой среды можно определить по следующей формуле:

$$D = D_0 \frac{P_{A_0}}{P_A} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2},$$

где D - коэффициент диффузии при температуре T и давлении P_A , D_0 - известный коэффициент диффузии при температуре T_0 и давлении P_{A_0} .

Рассмотрим второй случай, когда магнитожидкостный трибоузел работает в вакууме. Время t , за которое концентрация дисперсной фазы возрастает от ω_s до ω_f , выражается следующим образом [7]:

$$t = \left[V(\omega_f - \omega_s) + V\omega_s \ln \frac{1 - \omega_s}{1 - \omega_f} \right] \sqrt{2\pi\mu RT} \frac{\rho}{S\mu P_s}, \quad (5)$$

здесь V - исходный (заправочный) объем магнитной жидкости, R - универсальная газовая постоянная, T - температура, μ, ρ, P_s - молярная масса, плотность и давление насыщенных паров дисперсионной среды, S - площадь поверхности магнитной жидкости обращенной в сторону вакуума. Формула (5) применяется тогда, когда можно пренебречь количеством молекул, которые конденсируются после испарения. В том случае, если испарившиеся молекулы диффундируют в вакуум по механизму молекулярной эффузии через малое отверстие площадью S_0 , время изменения концентрации дисперсной фазы от ω_s до ω_f будет равно:

$$t = \frac{V(\omega_f - \omega_s)}{P_s S_0} \sqrt{\frac{2\pi RT}{\mu}}. \quad (6)$$

Для смазывания магнитожидкостных узлов трения, работающих в вакууме было разработано перспективное магнитное смазочное масло ММ-ХС на основе хлорфенилсилоксана ХС-2-1ВВ, отличающееся малой испаряемостью. Магнитная жидкость имеет намагниченность насыщения около 25 кА/м и пластическую вязкость 0,3–0,4 Па·с. Наиболее значимые характеристики дисперсионной среды были приведены в табл.1.

Пример расчета ресурса магнитожидкостного подшипника

Покажем результаты расчета ресурса радиального магнитожидкостного подшипника скольжения, который смазывается магнитным маслом. Принципиальная схема радиального подшипника показана на рисунке.

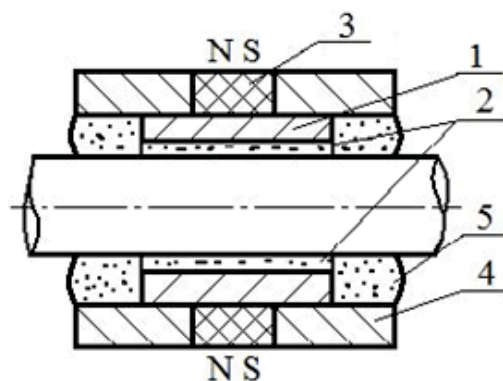


Рис. Схема радиального магнитожидкостного подшипника

Подшипник состоит из втулки 1, выполненной из немагнитного антифрикционного материала и имеющей две цилиндрические смазочные

канавки 2, открытые в сторону вала и расположенные в ненагруженной зоне подшипника. К постоянному магниту в виде тонкого кольца 3 примыкают два симметрично расположенных магнитопровода 4, служащих для перераспределения магнитного потока. Свободное пространство между магнитопроводами и валом заполнено магнитным маслом 5. При работе подшипника магнитное масло под действием термомагнитных полей поступает по смазочным канавкам в зону трения для регенерации смазочной пленки.

Выбраны следующие характерные размеры подшипника скольжения: внутренний диаметр немагнитной втулки 10 мм, длина втулки 15 мм, ширина смазочных канавок 3 мм. Подшипник заправляется магнитным смазочным маслом объемом $2,4 \text{ см}^3$, открытая поверхность жидкости, обращенная в сторону вакуума или атмосферы равна $4,68 \text{ см}^2$. В модифицированном варианте подшипника предполагается защита магнитного масла тонкими шайбами с торцов подшипника так, чтобы пары дисперсионной среды могли рассеиваться только через зазор между валом и шайбой площадью $6,4 \text{ мм}^2$. Для вычислений ресурса магнитожидкостного подшипника следует определиться со значением предельной концентрации твердой фазы ω_f . Известно [9,10], что при концентрации твердых частиц превышающей $\omega_f = 0,52$, соответствующей условию образования в жидкости квазикубической структуры из частиц, вязкость магнитной жидкости начинает достаточно резко возрастать. В результате нарушается нормальная работа подшипника, что выражается в недопустимом повышении температуры подшипника и переходе от гидродинамического режима трения к граничному. Поэтому, критическое значение объемной концентрации дисперсной фазы принято равным 0,52. Результаты расчета ресурса магнитожидкостного подшипника для двух температур эксплуатации и двух различных условий испарения дисперсионной среды, от которых зависит скорость рассеяния пара, приведены в табл. 2.

Таблица 2. Ресурс магнитожидкостных подшипников при различных условиях испытаний.

Условия испытаний		Ресурс, годы	
Положение поверхности испарения	Температура, °С	ММ-ДОС, атмосфера	ММ-ХС, вакуум
Поверхность масла полностью открыта	20	6,9	0,17
	100	0,13	$3 \cdot 10^{-4}$
Масло находится в полости с отверстием	20	28,7	13
	100	0,53	$2 \cdot 10^{-3}$

Заключение

Из расчетов видно, что долговечность подшипников может быть достаточно высокой (десятки лет) при невысокой температуре и небольшой свободной поверхности магнитной жидкости. Увеличение свободной поверхности магнитной жидкости и, особенно, температуры приводит к резкому снижению долговечности узла трения. Следовательно, если правильно выбрать состав магнитной жидкости, использовать рациональную конструкцию трибоузла и добиться щадящего температурного режима работы, то испарение дисперсионной среды не будет жестко лимитировать срок службы триботехнического изделия. В том случае, когда стоимость низкотемпературного магнитного масла слишком высокая, то следует рассмотреть возможность дозаправки или перезаправки узла трения магнитным маслом.

Таким образом, формулы (1,2,5,6) позволяют с приемлемой для инженерных расчетов точностью оценить время, по прошествии которого объемная концентрации дисперсной фазы возрастет до недопустимого значения из-за испарения жидкости - основы. Анализ параметров входящих в расчетные формулы, дает возможность более рационально подойти к выбору конструкции трибоузлов и магнитного масла с целью достижения заданной долговечности без излишних финансовых затрат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Орлов, Д.В. Магнитные жидкости в машиностроении / Д.В. Орлов, Ю.О. Михалев, Н.К. Мышкин и др. М.: Машиностроение. 1993. 272 с.
2. Ермаков, С.Ф. Влияние смазочных материалов и присадок на триботехнические характеристики твердых тел. часть 2. Активное управление трением / С.Ф. Ермаков // Трение и износ, 2012. Т. 33. № 3. С. 275-283.
3. Михалев, Ю.О. Некоторые свойства магнитных жидкостей и применение их для герметизации подвижных сопряжений машин / Ю. О. Михалев, А.П. Сизов А, Н.И. Дюповкин // Трение и износ, 1987. Т. 8. № 4. С. 697-703.
4. Голубков, В.А. Диагностика технического состояния смазки опор электромеханических устройств приборостроения / В.А. Голубков, И.Н. Лукьяненко, Е.Э. Аман// Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 368-375.
5. Бреки, А.Д. Оценка состояния нефтяного смазочного масла в подшипниковых узлах по тепловыделению /А.Д. Бреки// Современное машиностроение. Наука и образование, 2011. № 1. С. 159-161.

6. Болотов, А.Н. Расчет на долговечность магнитожидкостных узлов трения функционирующих в газовой среде /Болотов А.Н., Новиков В.В., Новикова О.О., Горлов А.И.//Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования, 2017. № 10. С. 102-107.
7. Болотов, А.Н. Расчет ресурса вакуумных магнитожидкостных трибоузлов по испаряемости жидкой рабочей среды / Болотов А.Н., Новиков В.В., Новикова О.О.//Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования, 2016. № 9. С. 108-114.
8. Иоссель, Ю. Я. Расчет электрической емкости /Ю. Я. Иоссель, Э. С.Кочанов, М. Г. Струнский. М.: Энергоиздат. 1981. 288 с.
9. Урьев, Н. Б. Макроскопические разрывы сплошности и слоистый характер течения структурированных дисперсий в сдвиговом потоке /Н.Б. Урьев // Физикохимия поверхности и защита материалов, 2012. Т. 48. № 6. С. 503-513.
10. Фертман, В.Е. Магнитные жидкости: справочное пособие / В.Е. Фертман. Минск: Вышэйш. шк. 1988. 184 с.

A.N. Bolotov, G.B. Burdo

CALCULATION OF THE MAGNETIC LIQUID RESOURCE OF FRICTION UNITS OPERATING IN VACUUM OR GAS ENVIRONMENT

Tver state technical University, Russia.

Abstract

The equations allowing to calculate the resource tribolo of the magnetic liquid on the basis of the rate of evaporation of the dispersion medium. Provided recommendations for the extension of time of the normal operation of magnetic lubricating oil in tribotech. Shows an example of determining the durability of a magnetic fluid bearing capable of operating in vacuum and atmosphere.

Key words: resource tribolo magnetic liquid, saturated vapor pressure, a magnetic fluid bearing.

REFERENCES

- [1] Orlov, D.V. Magnitnye zhidkosti v mashinostroenii / D.V. Orlov, Ju.O. Mihalev, N.K. Myshkin i dr. M.: Mashinostroenie. 1993. 272 s.
- [2] Ermakov, S.F. Vlijanie smazochnyh materialov i prisadok na tribotekhnicheskie harakteristiki tverdyh tel. chast' 2. Aktivnoe upravlenie treniem.// Trenie i iznos, 2012. T. 33. № 3. S. 275-283.
- [3] Mihalev, Ju.O. Nekotorye svojstva magnitnyh zhidkostej i primenenie ih dlja germetizacii podviznyh soprzazhenij mashin. Ju. O. Mihalev, A.P. Sizov A, N.I. Djupovkin // Trenie i iznos. 1987. T. 8. № 4. S. 697-703.
- [4] Golubkov, V.A. Diagnostika tehničeskogo sostojanija smazki opor jelektromehaničeskikh ustrojstv priborostroenija/ V.A. Golubkov, I.N. Luk'janenko, E.Je. Aman// Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. 2016. № 5. S. 368-375.
- [5] Breki, A.D. Ocenka sostojanija neftjanogo smazochnogo masla v podshipnikovyh uzlah po teplovydeleniju // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. 2011. № 1. S. 159-161.
- [6] Bolotov, A.N. Raschet na dolgovečnost' magnitozhidkostnyh uzlov trenija funkcionirujuščih v gazovoj srede /Bolotov A.N., Novikov V.V., Novikova O.O., Gorlov A.I.//Mehanika i fizika processov na poverhnosti i v kontakte tverdyh tel, detalej tehničeskogo i jenergetičeskogo oborudovanija, 2017. № 10. S. 102-107.
- [7] Bolotov, A.N. Raschet resursa vakuumnyh magnitozhidkostnyh tribouzlov po isparjaemosti zhidkoj rabočeje sredy/Bolotov A.N., Novikov V.V., Novikova O.O.//Mehanika i fizika processov na poverhnosti i v kontakte tverdyh tel, detalej tehničeskogo i jenergetičeskogo oborudovanija, 2016. № 9. S. 108-114.
- [8] Iossel', Ju. Ja. Raschet jelektričeskoi emkosti /Ju. Ja. Iossel', Je. S.Kochanov, M. G. Strunskij. M.: Jenergoizdat. 1981. 288 s.
- [9] Ur'ev, N. B. Makroskopičeskie razryvy splošnosti i sloistyj harakter tečenija strukturirovannyh dispersij v sdvigovom potoke // Fizikohimija poverhnosti i zashhita materialov, 2012. T. 48. № 6. S. 503-513.
- [10] Fertman, V.E. Magnitnye zhidkosti: spravočnoe posobie. Minsk: Vyshnejsh. shk. 1988. 184 s.

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ И ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНО- СТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ



¹Владислав Леонидович Дорофеев, д.т.н., профессор
ГНЦ ФГУП "Центральный институт авиационного моторо-
строения имени П.И. Баранова"Россия, Москва
Тел.: (495)500-56-70, E-mail: vld@ciam.ru



²Сурен Гургенович Гукасян
ГНЦ ФГУП «Центральный институт авиационного моторо-
строения имени П.И. Баранова» Россия, Москва
Тел.: 495-362-90-77, E-mail: gsg@ciam.ru

Аннотация

В работе рассмотрены отдельные этапы исторического хода развития методов оценки прочностной надежности зубчатых передач и новые технологии исследования процессов, протекающих в цилиндрических зубчатых зацеплениях.

Ключевые слова: зубчатые колеса, модификация, профиль зуба, надежность зубчатых колес, новые технологии расчета

Введение:

В соответствии с ГОСТ 27.002-89 свойство ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции, называется надежностью.

Надежность зубчатых передач обеспечивается тремя научными направлениями:

1. Математической теорией, которая занимается разработкой методов оценки надёжности и изучением закономерностей отказов.

2. Статистической теорией, которая занимается сбором, хранением и обработкой статистических данных об отказах.

3. Физической теорией, которая занимается изучением физических процессов, протекающих в зацеплении зубьев и телах зубчатых колес при различных воздействиях.

Если первые два направления позволяют оценить надежность зубчатых передач, то третье направление позволяет найти причины отказов зубчатых передач, пути повышения надежности зубчатых передач, и как следствие увеличить вероятность неразрушения в заданный период времени, а также уменьшить массу зубчатых колес при заданной вероятности неразрушения.

Отдельные этапы исторического хода развития методов оценки прочностной надежности зубчатых передач:

На основе изучения физических процессов, протекающих в зацеплении зубьев, создаются методики расчета, и развиваются математическая теория надежности, а статистическая теория надежности определяет направления, по которым должна развиваться физическая теория надежности.

Так на основе изучения статистических данных в 1879 году Д. Купер [1] вывел формулу для расчета силы, при превышении которой разрушаются зубья чугунных колес:

$$W = 140 \cdot b \cdot t,$$

где W – разрушающее усилие, кг, b – ширина зубьев в см., t – шаг по начальной окружности, см.

После того как Огюстен Луи Коши (Augustin Louis Cauchy) вел в механику понятие напряжения [2, с.20] стала развиваться физическая теория надежности зубчатых передач. Первым применил это фундаментальное понятие для расчета прочности зубчатых передач в 1892г. В. Льюис (Wilfred Lewis) [3].

В 1882 году были опубликованы две работы Генриха Герца (Hertz Н.), которые оказали большое влияние на развитие физической теории надежности зубчатых передач. В первой работе получены формулы расчета контактных напряжений при эллиптическом контакте тел [4], во второй – при цилиндрическом контакте [5]. Несмотря на множество ограничений в условиях применимости формул Г. Герца эти формулы и в настоящее время широко применяются во всех стандартах. Как меру контактных напряжений предложили использовать формулы Г. Герца Ч. Логг в 1910 г. и Ж. Жандезек [1] в 1920 году. В 1932 году на этих формулах был основан расчет контактной прочности по стандарту BSS № 436 [6].

Деформации валов, подшипников и погрешности изготовления приводят к концентрации контактных и изгибных напряжений и являются одной из главных причин понижения надежности зубчатых передач. Исходные теоретические исследования напряжений и деформаций, распределенных по ширине зубьев, выполнены в 1938 году Н.Ф. Балюновым [7]. А в 1950 году Т.Л. Jaromillo решил задачу о распределении изгибающего момента в коротких балках [8]. Эта работа также легла в основу теоретических исследований о распределении изгибных напряжений вдоль длины основания зубьев.

Первая математически обоснованная работа по расчету динамических нагрузок была выполнена А.И.Петрусевичем [9] в 1942 году. Результаты этой работы вошли в ГОСТ 21354-75 [10] по расчету прочности зубчатых передач.

Одна из сложнейших проблем надежности зубчатых передач – это заедание. Заедание образуется вследствие разрыва масляной пленки между зубьями.

Основу всех исследований этого сложного явления, названного гидродинамическая теория, создал, работая в СССР, в 1945 году немецкий учёный А.М.Эртель [11].

Однако результаты этой теории до сих пор не включены ни в ГОСТ 21354-87 [10], ни в ISO 6336 [12]. Очевидно, что причина в том, что в вышеперечисленных стандартах зубчатая передача рассматривается как статический объект, что не соответствует действительности.

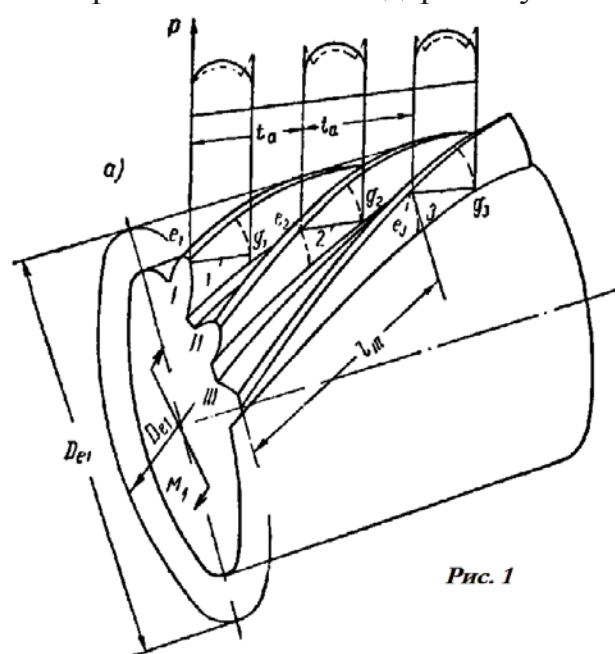


Рис. 1

Первой работой, в которой сделана попытка рассмотреть процессы, протекающие в двигающейся зубчатой передаче, была выполнена в 1957 году В.Н. Кудрявцевым [13]. В этой работе получены, например, формулы расчета изгибных и контактных напряжений в зависимости от фазы зацепления, а также предсказаны концентраторы напряжений, которые удалось рассчитать только в настоящее время.

На рис. 1 показан рисунок из книги [13], на котором показан ход изменения контактных сил и предсказанные В.Н.Кудрявцевым концентраторы напряжений на концах трех линий контакта.

Даже в настоящее время формулы, например такого стандарта, как ISO 6336 [12] для расчета напряжений изгиба базируются на упрощенных формулах сопротивления материалов. Значительно более точные формулы были получены на основе гипотезы ломаных сечений В.Н.Кудрявцевым и включены им в виде графиков в руководящий материал оборонной промышленности по расчету зубчатых передач.

Уже первые результаты исследований зубчатых передач, например [1] показали, что наиболее значительное влияние на прочность зубчатых передач оказывают погрешности профиля и шага зубьев колес. Для ограничения вредного воздействия погрешностей в стандарте [6] было предложено применять модификацию - отклонение профиля зубьев от эвольвенты на величину, равную 0,001 шага на расстоянии 0, 125 шага от вершины.

В ГОСТ 13755-2015 [14] глубина модификации не нормируется. Это связано с тем, что если глубина модификации будет назначена неправильно, то это может привести к разрушению зубчатой передачи. В работе [15] так описано влияние модификации на прочность зубчатой передачи: «Сначала величина модификаций была назначена 26 мкм, исходя из соображений стабильности положения и локализации пятна контакта. Произошло разрушение зацепления и двигателя. Вариация положением пятна контакта ничего не дала. Уменьшение до 3-4 мкм тоже вызвало разрушение передачи. И только модификация в 10-15 мкм дала отличный результат».

Минимальная разность в глубине модификации разделяющая «отличный результат» от «разрушение зацепления и двигателя» составляет 6 мкм. По отраслевому стандарту ОСТ 1 41667-89 [16] этой величине соответствует четвертая степень точности. А это, как показано расчетом ниже, означает, что зубчатые колеса (высокоскоростные авиационные), изготовленные по четвертой степени точности могут, как отлично работать, так и разрушаться. Следовательно, глубина и форма модификации профиля должна строго рассчитываться и экспериментально проверяться.

При комплексном однопрофильном контроле отклонения от эвольвенты проявляются в виде циклических или кинематических погрешностей. Однако по кинематической погрешности нельзя определить, какая пара зубьев образует зазор в зацеплении, а какая находится в контакте, а это существенно влияет на распределение нагрузок между зубьями. Первую попытку решения этой задачи сделал И.П. Нежуриин, предложивший синхронное измерение, как профиля, так и шага, с последующим представлением результатов в виде прерывной кинематической погрешности [17]. Результаты, полученные И.П. Нежуриным, включены в отраслевой стандарт авиационной промышленности [16].

В СССР в 1975 году разработан первый стандарт по расчету прочности зубчатых передач с оценкой, на основе исследований А.С.Иванова [18], вероятности неразрушения зубьев [10]. К этому времени были уже

определены все основные факторы, влияющие на прочность зубчатых передач и определяющие их надежность. Однако оставалась одна проблема: все факторы вычислялись независимо один от другого, а затем учитывались с помощью, так называемых уточняющих коэффициентов. Это приводит к тому, что процесс движения зубьев в передаче полностью игнорируется, что делало невозможным выполнение расчетов вибраций и динамики изменения нагрузок, напряжений, толщины слоя смазки и других физических процессов, протекающих в зубчатой передаче. Эта проблема была решена в 1983 году В.Л.Дорофеевым [19]. Был разработан прямой синтез зубчатой передачи без использования уточняющих коэффициентов. Естественно, что все исходные данные для реализации прямого синтеза задаются не отдельными числами, а функциями, зависящими и от погрешностей, и от номеров зацепляющихся зубьев, и от их фазового положения.

Новые технологии исследования процессов, протекающих в цилиндрических зубчатых зацеплениях:

Рассмотрим применение прямого синтеза [19] для объяснения причин разрушения зубчатой передачи, описанной в работе [15, с.57].

Результат первого расчета для передачи с глубиной модификации профиля зубьев 26 мкм. показан на рис. 2.

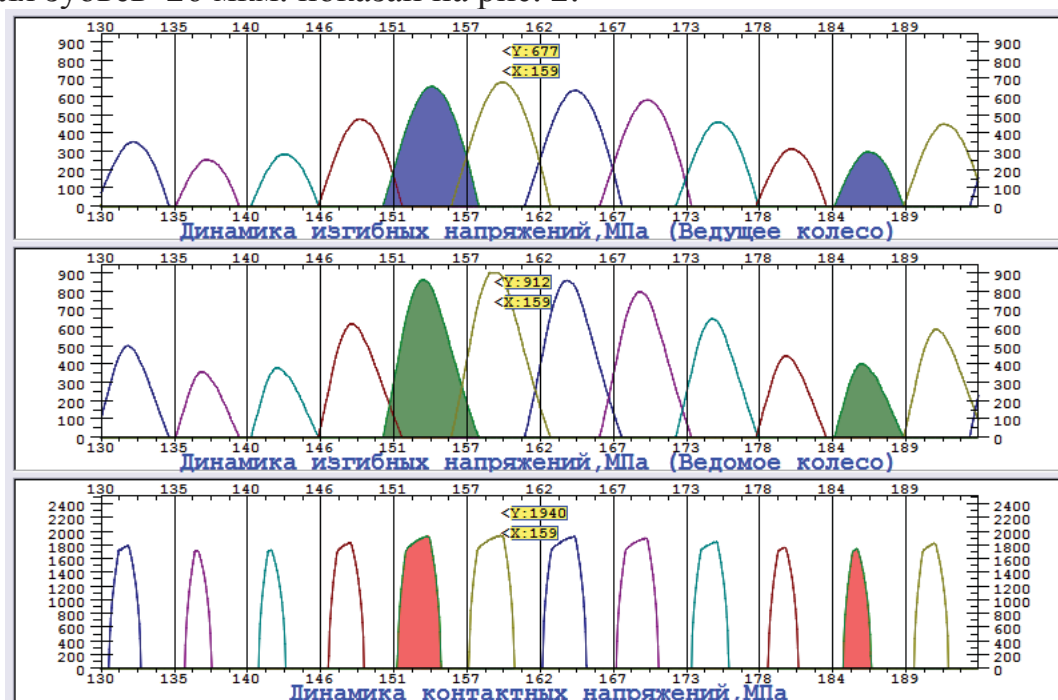


Рис. 2. Ход изменения контактных и изгибных напряжений в передаче с глубиной модификации профиля зубьев 26 мкм в зависимости от зацепляющейся пары и угла поворота колеса

На рис. 2 показаны напряжения в среднем сечении по ширине зубьев. Полное представление о характере процесса изменения напряжений даёт трехмерное изображение, см. рис. 3.

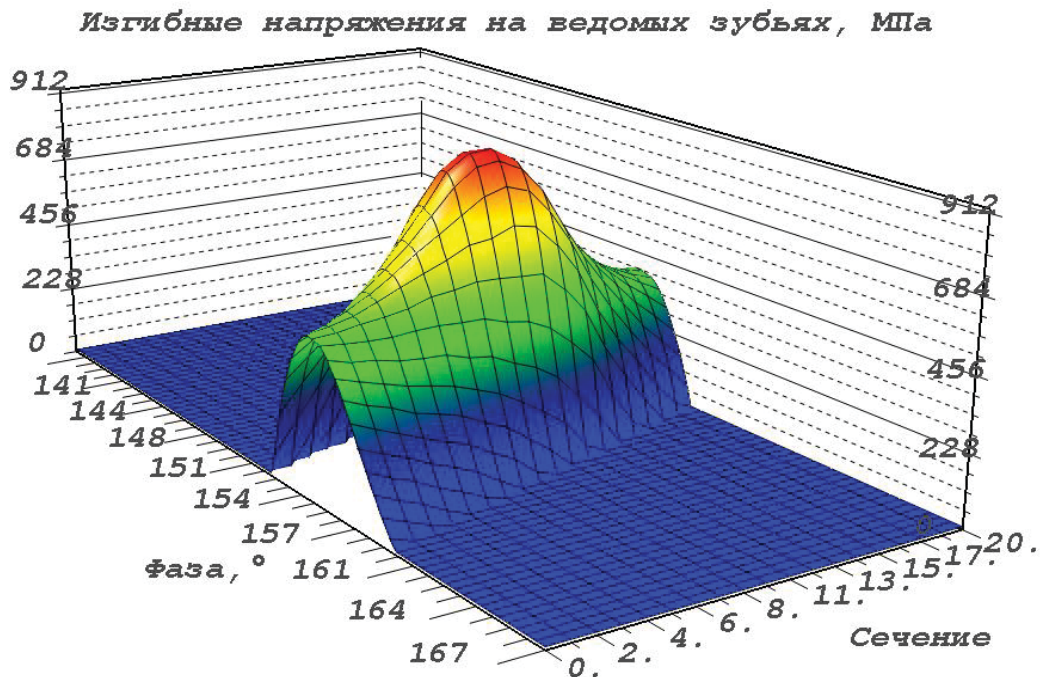


Рис. 3. Изгибные напряжения, действующие в основании зуба

В работе [20] приведено описание технологии отображения данных расчета, показанных на рис. 2 и рис.3.

Как видно из рис. 2 и рис.3 изгибные напряжения в зубчатой передаче с глубиной модификации профиля зубьев 26 мкм в полтора раза превышают допусковые, что и является причиной её разрушения

Второй расчет выполнен для передачи с глубиной модификации профиля зубьев 3 мкм. (рис.4).

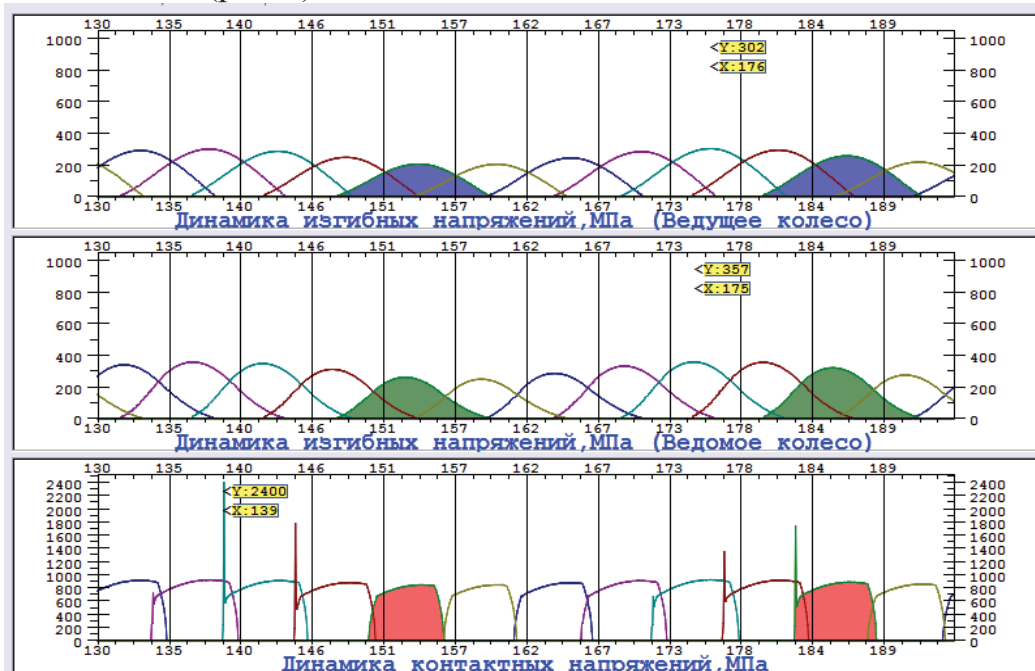


Рис. 4. Ход изменения контактных и изгибных напряжений в передаче с глубиной модификации профиля зубьев 3 мкм в зависимости от зацепляющейся пары и угла поворота колеса

Как видно из рис. 4, при малых изгибных напряжениях, контактные напряжения в зубчатой передаче с глубиной модификации профиля зубьев 3 мкм на отдельных зубьях в два раза превышают допускаемые.

Пиковые концентраторы напряжений при входе и выходе зубьев приводят к частичному повреждению поверхности зубьев, см. рис. 5.

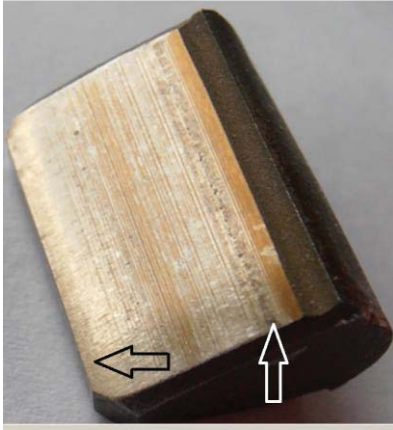


Рис. 5. разрушение поверхности зубьев на участках кромочного зацепления [21]

Выкрошенные твердые частицы металла с участков кромочного контакта, попадая в зону зацепления, часто вызывают поломку зубьев. Этот вопрос рассматривался в работе [21].

Более полное представление о процессе концентрации контактных напряжений по сравнению с рис. 4 даёт трехмерное изображение, показанное на рис. 6. Однако показать трёхмерных изображений всех подряд зацепляющихся зубьев не удастся. Это связано с тем, что зацепление зубьев протекает с их перекрытием, однако возможен выбор изображения любой группы зубьев [20].

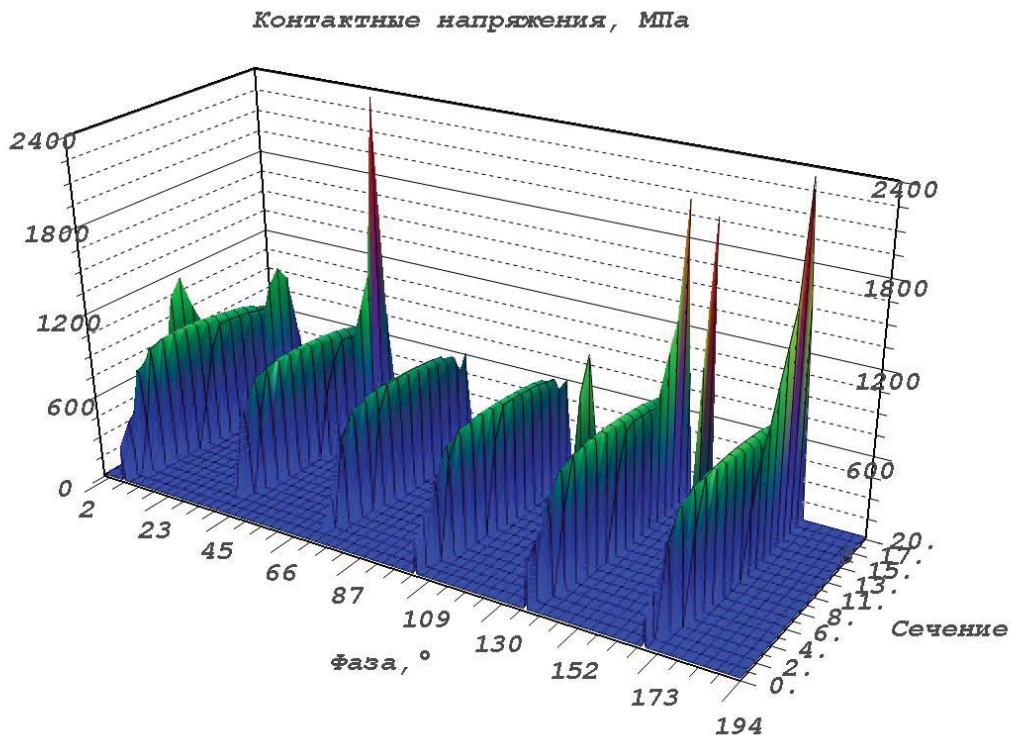


Рис. 6. Пики контактных напряжений, действующие на поверхности зубьев

Третий расчет выполнен для передачи с глубиной модификации профиля зубьев 10 мкм. При модификации 10 мкм зубчатая передача не имела разрушений [15, с.57].

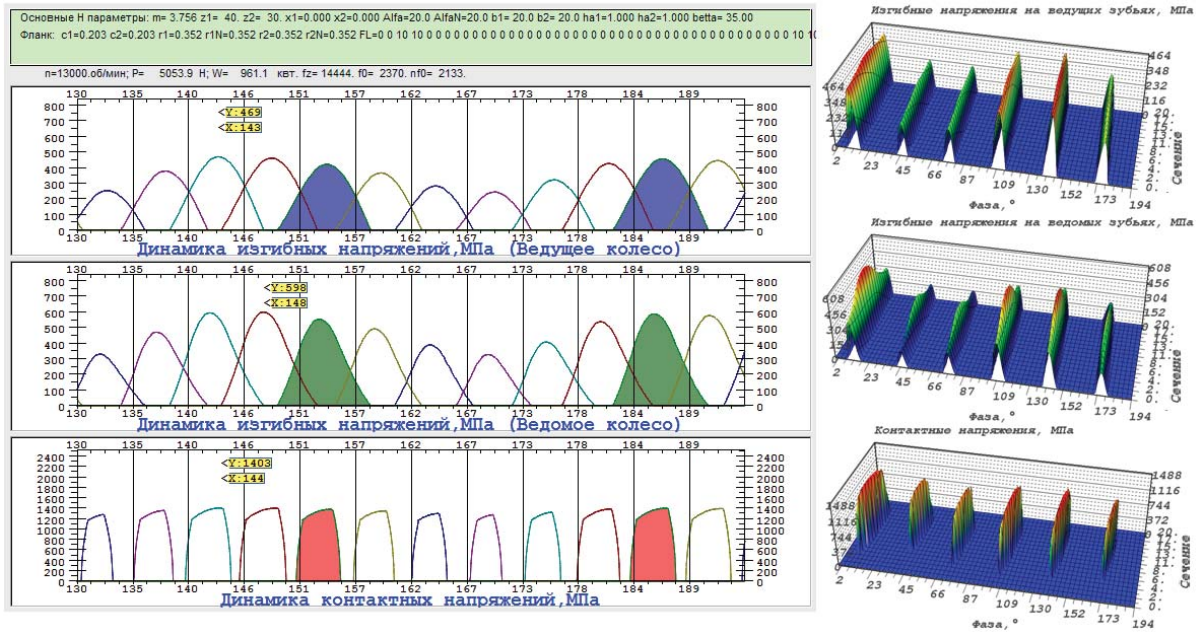


Рис. 7. Ход изменения контактных и изгибных напряжений в передаче с глубиной модификации профиля зубьев 10 мкм в зависимости от зацепляющейся пары и угла поворота колеса

Расчетные контактные и изгибные напряжения, показанные на рис. 7, во всех фазах зацепления и на всех зубьях не превышают допустимых значений, что обеспечивает надёжность зубчатой передачи и соответствует экспериментальному результату [15, с.57].

Заключение:

Продолжается развитие методов оценки прочностной надёжности зубчатых передач. Разрабатываются новые технологии исследования процессов, протекающих в зубчатых передачах. Экспериментальные исследования определяют новые направления развития теории анализа физических процессов, протекающих в зубчатых передачах. Поскольку зубчатые передачи современных высокоскоростных и высоконагруженных машин чрезвычайно чувствительны к погрешностям, то для нормирования и удержания отклонений в заданных пределах необходимо применять проектирование методом прямого синтеза. В свою очередь метод прямого синтеза может служить основой для развития простых инженерных методов расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бакингом Е. Цилиндрические зубчатые колеса. ОНТИ 1935, 373с.
2. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости, Изд. 5-е - М.: Наука,-1966. - 768 С.
3. Lewis W. Investigation of the Strength of Gear Teeth. Proc. Eng. Club.

- Philadelphia, 1893, - vol. 1-th, № 1. pp 16-23.
4. Hertz H. über die Berührung fester elastischer Körper // Journal für die reine und angewandte Mathematik. V. 1882. Iss. 92 (Jan 1882), s. 156 – 171.
 5. Hertz H. über die Berührung fester elastischer Körper und über die Harte Körper // Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes. Berlin: Verein zur Beförderung des Gewerbefleißes, 1882, s. 449 – 463.
 6. Machine Cut Gears. A. Helical and Straight Spur. BSS № 436-1932. British Standards Institution. 30 V. 1932.
 7. Балюнов П.Ф. Распределение нагрузки по ширине зубчатых колес при работе и выбор рациональной ширины зубчатых колес//Вестник металлопромышленности 1938. №12.
 8. Jaromillo T.J. Deflections and moments due to a concentrated load on a cantilever plate of infinite length //Journal of applied mechanics, - 1950. - N 3. - pp, 67-72.
 9. Петрусевич А.И. Динамические нагрузки на зубьях прямозубых колес. /Вопросы расчета и конструирования деталей машин. М.: Изд-во АН СССР, 1942, с. 107-132.
 10. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. ГОСТ 21354-75 Государственный комитет стандартов Совета министров СССР, М. 1975. 62 с.
 11. Эртель А.М. Гидродинамический расчет смазки контакта кривых поверхностей (зубчатые зацепления, подшипники качения, особо тяжело нагруженные подшипники скольжения и т. д.) - М.: изд-во ЦНИИТМАШ,-1945. - 64 С.
 12. ISO 6336, Calculation of load capacity of spur and helical gears, International Standardization Organization, 2006.
 13. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи, М.-Л.: МАШГИЗ. - 1957. —264 с.
 14. ГОСТ 13755-2015. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходные контуры. М. Стандартиформ. 2016. 12 с.
 15. Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурин И. П., Новиков В.С. и др. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв.-практ.издание / под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высш. шк., 2001.– 493 с.
 16. ОСТ 1 41667-89. Колеса зубчатые конические авиационные. Допуски. ФГУП «НИИСУ».1989. 31 с.
 17. Нежурин И.П. Кинематическая точность зубчатых колес и ее роль //Стандарты и качество, - 1963. - N 6. - с. 8-14.
 18. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов – М: Высш. шк., 1988. – 240 с.
 19. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач //Вестник машиностроения, - 1983. - № 3. - с. 14-16.

20. Дорофеев В. Л., Голованов В.В., Гукасян С.Г., Дорофеев Д.В. Отображение погрешностей и контактных напряжений в зубчатых передачах многозначными и многолистными функциями / Современное машиностроение: Наука и образование. Материалы 5-й Международной научно-практической конференции / под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. - с. 402-412.
21. Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Гукасян С.Г. Модификация авиационных зубчатых передач с целью уменьшения износа контактной поверхности / Современное машиностроение: Наука и образование. Материалы 4-й Международной научно-практической конференции / под ред. М.М.Радкевича и А.Н.Евграфова.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. - с. 173-183.

V.L. Dorofeev¹, S.G. Gukasian²

EVOLUTION OF METHODS OF ESTIMATION AND PROVIDING STRENGTHING RELIABILITY OF GEAR TRANSMISSIONS

¹ Dr. Sc., Main research scientist, Central Institute of Aviation Motors,

² Head of sector, Central Institute of Aviation Motors, Russia

Abstract

In the article, the separate stages of the historical development of methods of estimation of the reliability of the gears.

Key words: gear, modification, tooth profile, reliability of gear, transmissions

REFERENCES

- [1] Buckingham E. Cylindrical gears. ONTI 1935, 373 p.
- [2] Muskhelishvili N.I. Some basic problems of the mathematical theory of elasticity, Izd. 5 th - Moscow: Science, -1966. - 768 p.
- [3] Lewis W. Investigation of the Strength of Gear Teeth. Proc. Eng. Club. Philadelphia, 1893, - vol. 1-th, No. 1. pp. 16-23.
- [4] Hertz N. Über die Berührung fester elastischer Körper // Journal für die reine und angewandte Mathematik. V. 1882. Iss. 92 (Jan 1882), s.156-171.
- [5] Hertz N. Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Harte Körper // Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes. Berlin: Verein zur Beförderung des Gewerbefleißes, 1882, s. 449 - 463.
- [6] Machine Cut Gears. A. Helical & Straight Spur. BSS No. 436-1932. British Standards Institution. 30 V. 1932.

- [7] Balunov P.F. Distribution of the load along the width of the gears during operation and selection of the rational width of the toothed gears // Vestnik metallopromyshlennosti 1938. №12.
- [8] Jaromillo T.J. Deflections and moments due to a concentrated load on a cantilever plate of infinite length // Journal of applied mechanics, - 1950. - N 3. - pp, 67-72.
- [9] Petrusovich A.I. Dynamic loads on the teeth of spur gear. / Questions of calculation and design of machine parts. Moscow: Publishing House of the USSR Academy of Sciences, 1942, pp. 107-132.
- [10] Cylindrical gear involute gears. Calculation of strength. GOST 21354-75, M. 1975. 62 p.
- [11] Ertel A.M. Hydrodynamic calculation of contact lubrication of curved surfaces - M.: Izd-vo TSNIITMASH, -1945. - 64 p.
- [12] ISO 6336, Calculation of load capacity of spur and helical gears, International Standardization Organization, 2006.
- [13] Kudryavtsev V.N. Gears, M.- L.: Mashgiz. - 1957. -264 p.
- [14] GOST 13755-2015. Standard basic rack tooth profile. Moscow. Standartinform. 2016. 12 p.
- [15] Yeliseyev Y.S, Krymov V.V, Nezhurin I.P, Novikov V.S Manufacture of gears for gas turbine engines: Pro-Izv.-prakt.izdanie / ed. Yu.S. Eliseev. - M.: Higher education. Shk., 2001. - 493 p.
- [16] OST 1 41667-89. Tapered bevel gear wheels. Tolerances. FSUE "NIISU".1989. 31 p.
- [17] Nezhurin, I.P. Kinematic accuracy of cogwheels and its role // Standards and quality, - 1963. - N 6. - pp. 8-14.
- [18] Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. Reliability of machines. – M.: Higher education. Shk., 1988. – 240 p.
- [19] Dorofeev V.L. Fundamentals of the calculation of loads and stresses acting in the meshing of cylindrical gears // Bulletin of Machine Building, 1983. - № 3. - pp. 14-16.
- [20] Dorofeev V.L, Golovanov V.V, Gukasian S.G, Dorofeev D.V. Displays errors and contact stresses in gears with multivalued and multi-layered functions / Modern mechanical engineering: Science and education. Materials of the 5th International Scientific and Practical Conference / Ed. A.Evgrafova and A.A. Popovich .- St. Petersburg.: Publishing house Polytechnic. University, 2016. - pp. 402-412.
- [21] Dorofeev V.L, Golovanov V.V, Gukasian S.G. Modification of aircraft gears in order to reduce contact surface wear / Modern engineering: Science and education. Materials of the 4th International Scientific and Practical Conference / ed. M.M Radkevich and A.N Evgrafov. - St. Petersburg: Publishing house Polytechnic. University, 2014. - pp. 173-183.

И. М. Егоров

**ВКЛАД РАЗЛИЧНЫХ УЧАСТКОВ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ
САТЕЛЛИТА В НЕСУЩЮЮ СПОСОБНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОГО
ЦЕВОЧНОГО РЕДУКТОРА**



Иван Михайлович Егоров,
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-64-29, E-mail: egrov@mail.ru.

Аннотация

В работе рассматривается роль различных участков циклоидальных профилей зубьев сателлита планетарного цевочного редуктора типа k-h-v при передаче вращающего момента. Большой коэффициент перекрытия при существенном различии плеч нормалей в точках контакта зубьев, находящихся в одновременном зацеплении приводит к тому, что некоторые участки профилей лишь номинально участвуют в работе передачи и могут быть удалены без заметного снижения нагрузочной способности редуктора. В работе обоснована возможность применения сателлитов со срезанными вершинами зубьев. Приведены расчеты зависимости момента силы в зацеплении и контактных напряжений от положения точки контакта на профиле зуба, а также вращающего момента редуктора и длины рабочего профиля зуба от радиуса вершин сателлита со срезанными вершинами зубьев.

Ключевые слова: планетарный редуктор, цевочная передача, профильная нормаль, сила в зацеплении, радиус кривизны, контактные напряжения

Введение

Планетарные цевочные редукторы (ПЦР) типа k-h-v, см. рис.1, широко применяются в составе приводов мехатронных и робототехнических систем, к которым предъявляются повышенные требования по нагрузочной способности, кинематической точности,

жесткости и удельной массе [1-2]. Возможность исполнения редуктора с осевым отверстием достаточно большого диаметра существенно упрощает компоновку ряда исполнительных механизмов.

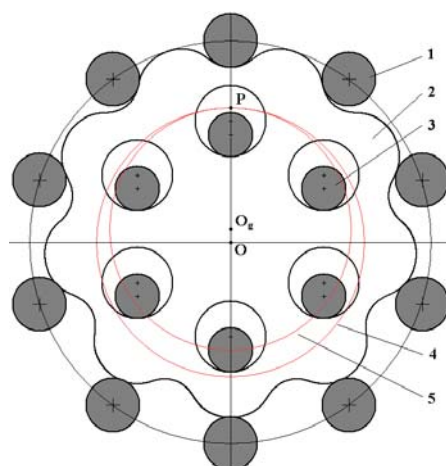


Рис. 1. Планетарный редуктор с цевочным зацеплением:

1 – цевка; 2 – сателлит; 3 – палец выходного вала; 4 – центр тяжести колеса; 5 – центр тяжести сателлита; O – центральная ось; O_g – ось сателлита; P – полюс зацепления

Использование в ПЦР циклоидального зацепления позволяет уменьшить разницу чисел цевочек колеса и зубьев сателлита до единицы. При этом редуктор имеет передаточное число равное числу зубьев сателлита, а коэффициент перекрытия, теоретически, превышает половину этой величины. Именно такие редукторы получили наибольшее распространение.

Общая теория циклоидального зацепления изложена в работах [3,4]. Ее применение при расчете ПЦР наиболее полно отражено в работах [5,6]. Исследованию геометрии и нагрузочной способности ПЦР посвящены работы [7,9]. Общие методы расчета точности механизмов приведены в работах [10,11].

Большое число одновременно зацепляющихся зубьев и различие плеч профильных нормалей в зацеплениях существенным образом сказывается на величине вращающего момента, передаваемого различными участками профилей зубьев сателлита и на характере зависимости кинематической погрешности редуктора от погрешностей изготовления элементов цевочной передачи. Из-за малой величины плеча нормали некоторые участки лишь номинально участвуют в передаче вращающего момента и могут быть удалены без заметного снижения нагрузочной способности передачи. Применение сателлитов со срезанными участками профилей с малыми значениями плеч профильных нормалей снижает чувствительность передачи к погрешностям изготовления [11] и уменьшает продолжительность финишной обработки зубчатого венца на

электроискровых или координатно-шлифовальных станках, которая существенным образом зависит от протяженности обрабатываемого профиля.

Момент силы в зацеплении

Сила F_i в точке контакта i -ой цевки с зубом сателлита в точке профиля K_i (см. рис. 2) находится из предположения ее пропорциональности деформации зацепления, которая, в свою очередь, пропорциональна плечу профильной нормали относительно оси вращения сателлита H_{gi} [8,9].

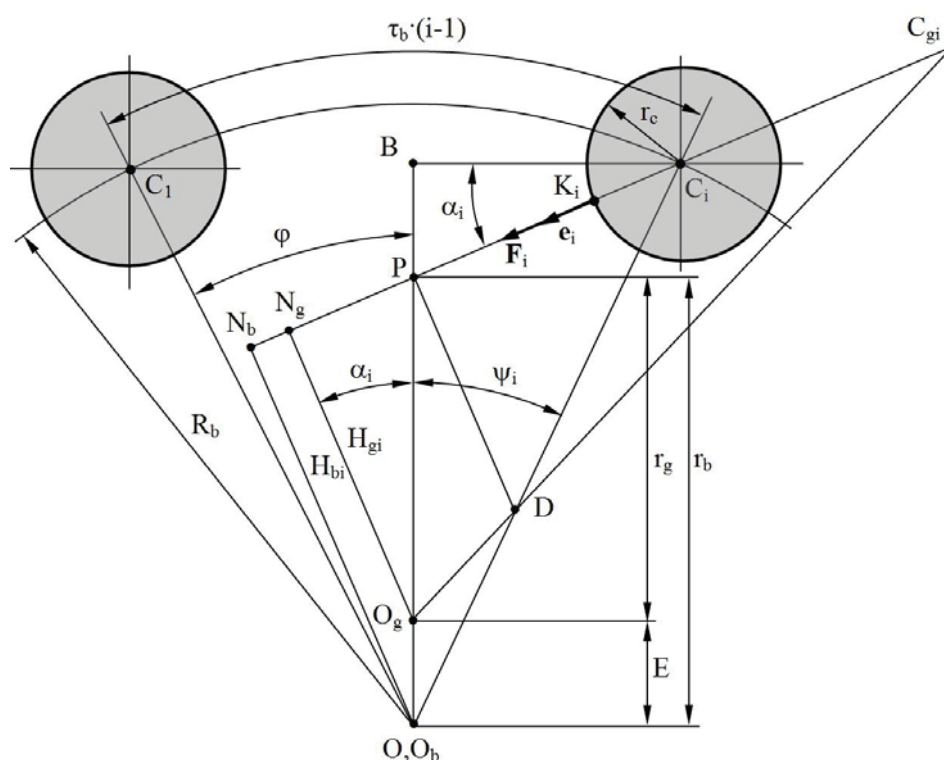


Рис. 2. Построение Бобилье для зацепления цевки с зубом сателлита (сателлит не показан): O – центральная ось; O_b – ось колеса; O_g – ось сателлита; P – полюс зацепления; φ – угол поворота входного вала; ψ_i – угловое положение цевки; r_b, r_g – радиусы центроид колеса и сателлита; r_c – радиус цевок; R_b – радиус окружности центров цевок; E – эксцентриситет сателлита; K_i – точка контакта; e_i – орт профильной нормали; F_i – сила в зацеплении; α_i – угол зацепления; H_{bi}, H_{gi} – плечи профильной нормали относительно оси колеса и оси сателлита; C_1, C_i – центры цевок; τ_b – шаг цевок; C_g – центр кривизны зуба сателлита; D – точка пересечения прямых, соединяющих центры кривизны сопряженных профилей и центры кривизны центроид ($C_i O_b$ и $C_g O_g$;))

Момент силы в зацеплении относительно центральной оси определяется по формуле:

$$M_i = F_i \cdot H_{bi} = k \cdot H_{gi} \cdot H_{bi}, \quad (1)$$

где

$$H_{bi} = r_b \cdot \cos \alpha_i, \quad H_{gi} = r_g \cdot \cos \alpha_i, \quad \alpha_i = \arctan\left(\frac{R_b \cdot \cos \psi_i - r_b}{R_b \cdot \sin \psi_i}\right), \quad \psi_i = \tau_b \cdot (i-1) - \varphi. \quad (2)$$

Коэффициент k в формуле (1) определяется из условия равновесия системы «входной вал – сателлит – выходной вал»:

$$M_1 + M_2 = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (3)$$

где M_1, M_2 – моменты на входном и выходном валах; M_i – момент силы в зацеплении сателлита с i -ой цевкой; n – число цевок, находящихся в одновременном зацеплении с сателлитом. Это цевки, лежащие по одну (на рис. 2 по правую сторону) от полюса Р.

$$\text{Без учета потерь в редукторе: } M_1 + M_2 = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot M_2, \quad (4)$$

где u – передаточное число.

С учетом (1-4) сила и момент силы в зацеплении с i -ой цевкой определяются по формулам:

$$F_i = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot \frac{M_2}{r_b} \cdot \frac{\cos \alpha_i}{\sum_{j=1}^n \cos^2 \alpha_j}; \quad M_i = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot M_2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha_i}{\sum_{j=1}^n \cos^2 \alpha_j} \quad (5),(6)$$

Отношение $\frac{\cos^2 \alpha_i}{\sum_{j=1}^n \cos^2 \alpha_j} = \frac{H_{bi}^2}{\sum_{j=1}^n H_{bj}^2} = \frac{H_{gi}^2}{\sum_{j=1}^n H_{gj}^2}$ определяет, какую часть момента

передает сила в зацеплении при данном положении точки контакта на профиле зуба сателлита, которое, в свою очередь, определяется фазой зацепления(φ), задающей угловое положение цевки относительно полюса (ψ).

На рис. 3 приведен результаты расчета распределения нагрузки между цевками для ПЦР со следующими параметрами: число цевок $z_b = 76$; число зубьев сателлита $z_g = 75$; диаметр цевок $d_c = 2.5$ мм; радиус окружности центров цевок $R_b = 50$ мм; радиус центроиды колеса $r_b = 33.5$ мм; радиус центроиды сателлита $r_g = 33.059$ мм. Распределение нагрузки между цевками соответствует ее распределению вдоль профиля зуба.

При заданной угле поворота входного вала $\varphi = 19.74^\circ$ цевка $i = 43$ начинает входить в зацепление с вершиной зуба сателлита при плече профильной нормали и, соответственно, силе в зацеплении близких к 0. С уменьшением номеров цевок плечи профильных нормалей и силы возрастают. Для цевки $i = 15$ они достигают максимумов. Теоретически максимум плеча профильной нормали $H_{g \max} = r_g$ и соответствует углу

$\psi = \arcsin\left(\frac{r_b}{R_b}\right)$. Далее начинается выход цевок из зацепления, который сопровождается ускоренным уменьшением плеч нормалей и заканчивается на цевке $i = 6$.

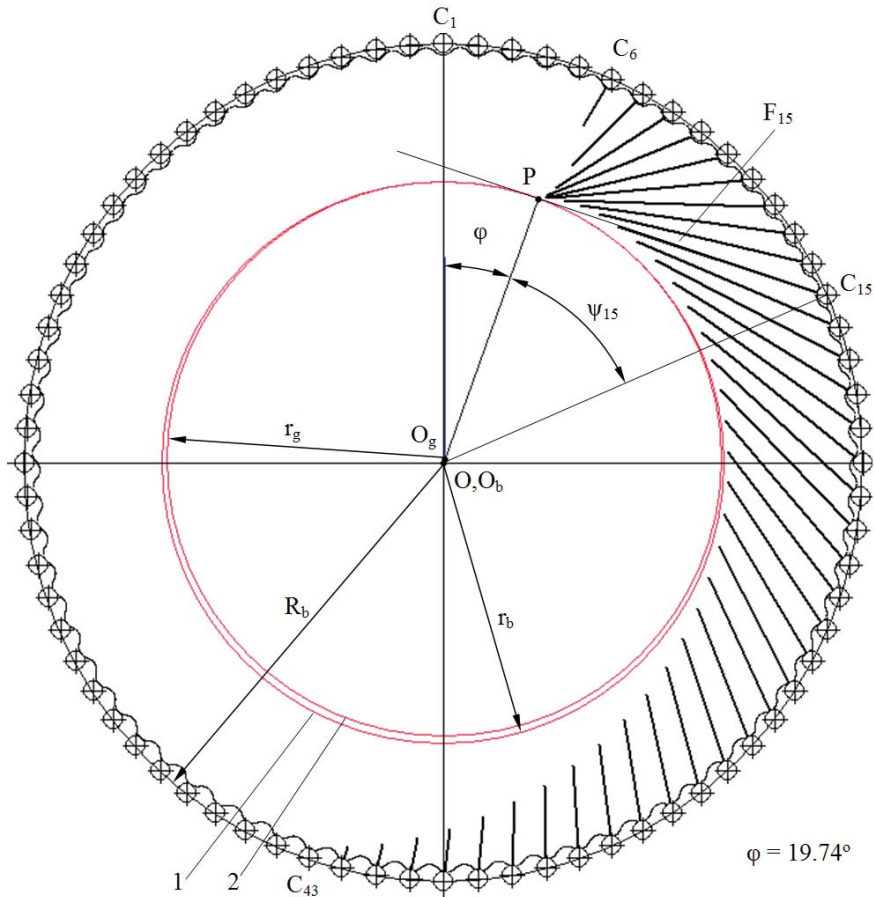


Рис. 3. Распределение нагрузки между цевками:
1 – центроида колеса; 2 – центроида сателлита

Моменты сил в зацеплениях пропорциональны квадратам плеч профильных нормалей. Поэтому они интенсивно изменяются в зависимости от фазы зацепления и положения точки контакта (см. рис. 4.).

Контактные напряжения в зацеплении

В соответствии с формулой Герца, контактные напряжения в зацеплении пропорциональны квадратному корню из произведения силы в зацеплении, которая определяется по формуле (5), на приведенную кривизну профилей в точке контакта:

$$\sigma_H = k_1 \cdot \sqrt{F \cdot \left(\frac{1}{r_c} + \frac{1}{\rho_g}\right)}, \quad (7)$$

где ρ_g – радиуса кривизны профиля зуба сателлита.

Здесь и далее коэффициенты k_1, k_2 – это произведение множителей, не зависящих от фазы зацепления.

Построение Бобилье [3,4] позволяет получить значение радиуса кривизны профиля зуба сателлита без построения самого профиля (рис. 2):

$$\rho_g = \frac{R_c \cdot \sin \psi}{\cos \alpha} - \frac{1}{\frac{r_b - r_g}{r_g \cdot r_b \cdot \sin \alpha} + \frac{\cos \alpha}{R_c \cdot \sin \psi}} - r_c. \quad (8)$$

В соответствии с формулами (5,7,8) контактные напряжения в зацеплении, можно представить в виде:

$$\sigma_H = k_2 \cdot \sqrt{\frac{\cos \alpha_i}{\sum_{j=1}^n \cos^2 \alpha_j} \cdot \left(\frac{1}{r_c} + \left(\frac{R_c \cdot \sin \psi_i}{\cos \alpha_i} - \frac{1}{\frac{r_b - r_g}{r_g \cdot r_b \cdot \sin \alpha_i} + \frac{\cos \alpha_i}{R_c \cdot \sin \psi_i}} - r_c \right)^{-1} \right)}. \quad (9)$$

Анализ результатов расчетов

Формулы (5,6,9) применены при разработке программы, которая позволяет получить графики изменения момента силы в зацеплении и контактных напряжений в зависимости от положения точки контакта на профиле зуба сателлита.

На рис. 4 приведены результаты расчетов для ПЦР со следующими параметрами: $R_c = 100$ мм; $z_b = 70$ мм $\left(\frac{r_b}{R_c} = 0.7 \right)$; $z_g = 75$; $z_b = 76$; $u. = 75$.

Диаметр цевок 2 мм.

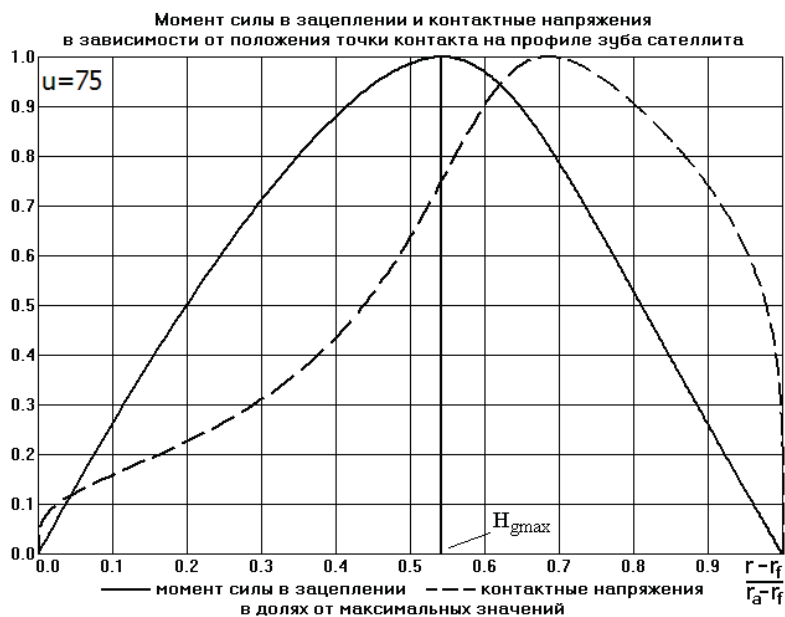


Рис. 4. Момент силы в зацеплении и контактные напряжения в зависимости от положения точки контакта на профиле зуба сателлита: r_a – радиус вершин сателлита; r_f – радиус впадин сателлита; r – радиус сателлита в точке контакта

Рациональный выбор рабочих участков профилей зубьев сателлита

При фиксированной сумме векторов первичных ошибок Δ_i [10,11] ошибка положения определяется плечом профильной нормали, которое в свою очередь, в соответствии с формулами (2), прямо пропорционально косинусу угла зацепления α_i . Изменение плеча нормали вдоль профиля зуба сателлита полностью соответствует изменению силы в зацеплении, представленному на рис. 3. Из формул (2) и рис. 3, видно, что на краях боковой стороны зуба, ограниченной осями симметрии зуба и впадины имеются участки на которых плечи профильных нормалей уменьшаются до 0. Снижение чувствительности редуктора к погрешностям изготовления его деталей достигается за счет исключения из работы участков зуба сателлита, которым соответствуют малые значения плеч профильных нормалей. Они лишь номинально участвуют в передаче вращающего момента, поэтому силы в зацеплении и контактные напряжения возрастают не значительно.

В таблице 1 приведены результаты применения данной методики для передачи с параметрами, соответствующими рис. 4 при моменте на выходном валу $M_2 = 100\text{Нм}$. ПЦР имеет 1 сателлит шириной 10 мм. Следует отметить, что увеличение минимальных значений плеч профильных нормалей должно приводить к пропорциональному снижению кинематической погрешности редуктора.

Таблица 1

Минимальное значение плеча профильной нормали, в долях от r_g	Радиус окружности вершин, мм	Радиус окружности нижних точек рабочего профиля, мм	Наибольшая сила в зацеплении, Н	Наибольшие контактные напряжения, МПа
Полный профиль	49.191	48.309	159	896
0.1	49.187	48.312	159	896
0.2	49.177	48.322	160	897
0.3	49.161	48.337	162	902
0.4	49.138	48.360	164	909
0.5	49.108	48.390	170	925
0.6	49.072	48.428	179	951
0.75	49.006	48.504	209	1026

Изменение характеристик ПЦР при удалении участков зуба сателлита, с малыми значениями плеч профильных нормалей

Заключение

Приведенная методика расчета позволяет добиться снижения трудоемкости изготовления и повышения точности ПЦР без ужесточения требований к точности технологических процессов изготовления деталей редуктора. Программная реализация методики может быть применена при разработке САПР планетарных цевочных редукторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фомин М. В. Планетарно-цевочные передачи. – М.:МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 64с.
2. Разработанная гамма высокоточных планетарно-цевочных редукторов/ Иванов А.С. [и др.] //Вестник машиностроения. – 2013. – № 4. – С. 15-18.
3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. –584 с.
4. Litvin, F. L. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press, 2004. – 800 p.
5. Шанников В.М. Теория и конструирование редукторов с внецентренным циклоидальным зацеплением //Зубчатые и червячные передачи. – М-Л.: МАШГИЗ, 1959. – С. 74-109.
6. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи–М-Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.

7. Dascalescu A. Contribution to the Kinematics and Dynamics Studys of the Planetary Gears with Cycloid Toothing and Roller Teeth, PhD Theses, Cluj-Napoca Technical University, Cluj-Napoca, Romania, 2005. – 37 p.
8. Dascalescu A. The determination of the cycloid profile' limits of the cycloid reducer' satellite gear// Annals of the Oradea university.Fascicle of Management and Technological Engineering. . – 2007. – Vol. VI (XVI). – Pp. 697-700.
9. Sensinger J.W. Unified approach to cycloid drive profile, stress, and efficiency optimization. // Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME. – 2010. – Vol. 132(2). – Pp. 0245031-0245035.
10. Влияние погрешностей элементов механизма параллельных кривошипов на кинематическую точность планетарного цевочного редуктора./ Егоров И. М. [и др.] // Известия вузов. Приборостроение. – 2014. – Выпуск №10. – Том 57. – С. 76-80.
11. Математическое моделирование погрешностей изготовления элементов цевочной передачи планетарного редуктора./ Егоров И. М. [и др.] // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2014. – Выпуск 6 (94). – С. 171-176.

I.M.Egorov

CONTRIBUTION OF VARIOUS SECTIONS OF PROFILES OF SATELLITE ON LOADING CAPACITY OF CYCLOID REDUCER

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the role of various sections of the profiles of the teeth of the satellite of a planetary cycloid reducer of the k-h-v type on the its loading capacity. A large contact ratio with a significant difference in the arms of the profile normals at the contact points of the teeth in simultaneous engagement leads to the fact that some sections of the profiles only participate nominally in the transmission operation and can be removed without a noticeable decrease in the load capacity of the reducer. In the work justified the possibility of the use of satellites with cut tops of teethes. The calculations of the dependence of the moment of force in mesh and contact stresses on the position of the contact point on the tooth profile, as well as the torque of the reducer and

the length of the working profile of the tooth from the radius of the satellite peaks with cut the tops of the teeth are given.

Key words: planetary gearbox, pin gear, profile normal, force in meshing, radius of curvature, contact stresses

REFERENCES

- [1] Fomin M.V. Planetary pin transmissions. - M.: MGTU name. N.E.Bauman. 2009. .64 p.
- [2] Developed gamma of high-precision planetary gearboxes / Ivanov A.S. [et al.]// Bulletin of machine building.2013.N 4. Pp. 15-18.
- [3] Litvin F.L. The theory of gearing.Moscow: Nauka.1968. 584 p.
- [4] Litvin, F.L. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press. 2004. 800 p.
- [5] Shannikov V.M. Theory and design of reducers with eccentric cycloidal engagement // Toothed and worm gears. M-L: Mashgiz, 1959.Pp. 74-109.
- [6] Kudryavtsev V.N. Planetary transmissions. M-L: Maschinostroenie. 1966. 307 p.
- [7] Dascalescu A. Contribution to the Kinematics and Dynamics Studys of the Planetary Gears with Cycloid Toothing and Roller Teeth, PhD Theses, Cluj-Napoca Technical University, Cluj-Napoca, Romania. 2005. – 37 p.
- [8] Dascalescu A. The determination of the cycloid profile' limits of the cycloid reducer' satellite gear// Annals of the Oradea university.Fascicle of Management and Technological Engineering.2007.Vol. VI (XVI).Pp. 697-700.
- [9] Sensinger J.W. Unified approach to cycloid drive profile, stress, and efficiency optimization. // Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME. 2010. Vol. 132(2).Pp. 0245031-0245035.
- [10] Influence of errors in the elements of the mechanism of parallel cranks on the kinematic accuracy of the planetary gear reduction. / Egorov I.M. [et al.] // Izvestiya Vuzov. Priborostroenie. 2014. Issue №10. Vol. 57. Pp. 76-80.
- [11] Mathematical modeling of errors in the manufacture of elements for the forging transmission of a planetary gear. / Egorov I.M. [et al.] // Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2014. Issue 6 (94). Pp. 171-176.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ПОДАТЛИВЫХ ОПОРАХ



¹ Владимир Васильевич Елисеев, д. физ.-мат. н., профессор.
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921) 959 96 07, E-Mail: yeliseyev@inbox.ru



² Екатерина Александровна Андриющенко, студент.
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(969) 717 44 25, E-Mail: katarina.and@yandex.ru



³ Салам Ахмед Абид, аспирант.
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(996) 784 03 11, E-Mail: almuhands67@gmail.com

Аннотация

Вращение ротора на податливых опорах рассматривается с уравнениями баланса импульса и момента импульса в тензорной форме. Линеаризация уравнений вблизи номинального режима привела к линейной системе восьмого порядка с периодическими коэффициентами. Эта система решается средствами компьютерной математики (*Mathcad*).

Ключевые слова: динамика жесткого ротора, упруго-вязкие опоры, тензорные уравнения, компьютерная математика, вынужденные и параметрические колебания.

Введение

Рассматривается динамика жесткого ротора, установленного на податливых опорах (рис. 1). В предельном случае жестких опор ротор вращался бы вокруг неподвижной оси z декартовой системы x, y, z с заданной угловой скоростью Ω .

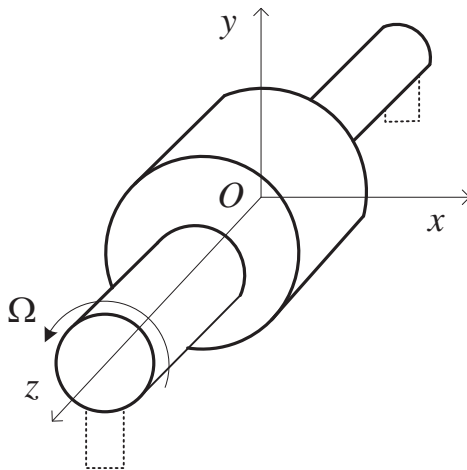


Рис. 1. Схема ротора

Динамике роторов посвящено очень много книг [1-9] и статей [10-17]. Рассматриваются как жесткие, так и упруго деформируемые роторы. Учитываются анизотропия опор, двойная изгибная жесткость, сила тяжести, температурные деформации и др. Однако общепризнанного варианта теории роторов пока нет.

Целью данной работы является представление основ теории жестких роторов на податливых опорах в сочетании с практикой компьютерного моделирования. Новизна – в применении тензорного исчисления и компьютерной математики [18,19].

Вывод системы ОДУ

Динамика жестких роторов описывается двумя векторными обыкновенными дифференциальными уравнениями (ОДУ). Первое выражает баланс импульса или теорему о движении центра масс [20]:

$$m(\mathbf{r} + \boldsymbol{\varepsilon})'' = \sum_j \mathbf{F}_j^e, \mathbf{r} = z_c \mathbf{k} + \mathbf{u} \quad (1)$$

Здесь m – масса ротора, $(\dots)'$ – производная по времени, \mathbf{r} – радиус-вектор полюса, \mathbf{k} – орт оси z , \mathbf{u} – вектор перемещения полюса, $\boldsymbol{\varepsilon}$ – вектор эксцентриситета. В правой части сумма внешних сил (реакций опор).

Второе уравнение – это закон баланса момента импульса:

$$(\mathbf{I} \cdot \boldsymbol{\omega})' + m \boldsymbol{\varepsilon} \times \dot{\mathbf{r}} = \sum_j \mathbf{M}_j^e \quad (2)$$

Обозначено: \mathbf{I} – тензор инерции ротора как твердого тела, $\boldsymbol{\omega}$ – вектор угловой скорости. В правой части сумма внешних моментов. Между

уравнениями (1) и (2) есть перекрестная связь через вектор эксцентриситета; она исчезнет, если полюсом будет центр масс ($\boldsymbol{\varepsilon} = 0$). Применяемое в данной работе прямое тензорное исчисление изложено в книге [18].

Неизвестными являются функции $\mathbf{u}(t), \boldsymbol{\omega}(t)$. Угловую ориентацию ротора можно описать тензором поворота $\mathbf{P}(t)$, если проинтегрировать уравнение $\dot{\mathbf{P}} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{P}$ [18]. Все выписанные уравнения нелинейные; это связано, в частности, с соотношениями

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}} = \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\varepsilon}, \dot{\mathbf{I}} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{I} - \mathbf{I} \times \boldsymbol{\omega} \quad (3)$$

Из курсов теоретической механики известно [20], что при вращении ротора вокруг неподвижной оси не возникает реакций опор при обязательном выполнении двух условий балансировки. Во-первых, центр массы должен находиться на оси вращения, т.е. $\boldsymbol{\varepsilon} = 0$ (статическое условие). Во-вторых, ось вращения должна быть главной осью тензора инерции, что равносильно равенству $\mathbf{I} \cdot \mathbf{k} = I_z \mathbf{k}$ (динамическое условие, с моментом инерции относительно оси z). Поэтому при рассмотрении динамики ротора на податливых опорах примем $\mathbf{I} = \mathbf{I}^0 + \mathbf{I}^1$, где первое слагаемое удовлетворяет условию динамической балансировки, а второе мало – как и эксцентриситет $\boldsymbol{\varepsilon}$.

Заметим, что $\boldsymbol{\omega} \neq \Omega \mathbf{k}$. Движение ротора рассматривается как сложное: переносное вращение со скоростью $\Omega \mathbf{k}$ и добавленное относительно с вектором малого поворота $\boldsymbol{\theta}$. В относительном движении орты, эксцентриситет, тензор инерции, угловая скорость и момент импульса получают следующие малые приращения:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_j &= \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{e}_j, \tilde{\boldsymbol{\varepsilon}} = \boldsymbol{\theta} \times \boldsymbol{\varepsilon}, \boldsymbol{\omega} = \dot{\boldsymbol{\theta}} + \Omega \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{k}, \\ \tilde{\mathbf{I}} &= \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I} - \mathbf{I} \times \boldsymbol{\theta}, (\mathbf{I} \cdot \boldsymbol{\omega}) = \mathbf{I} \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}} + \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{I} \cdot \boldsymbol{\omega} \end{aligned} \quad (4)$$

Вывод формул для вариаций есть в книге [18]. Заметим, что главная часть тензора инерции

$$\mathbf{I}^0 = I_1 \mathbf{e}_1 \mathbf{e}_1 + I_2 \mathbf{e}_2 \mathbf{e}_2 + I_z \mathbf{k} \mathbf{k} \quad (5)$$

Этот тензор вращается вокруг оси z со скоростью Ω (вместе с ортами $\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2$). При одинаковых поперечных моментах ($I_1 = I_2$) он постоянный, поскольку $\mathbf{e}_1 \mathbf{e}_1 + \mathbf{e}_2 \mathbf{e}_2 = \mathbf{E}_\perp = \mathbf{E} - \mathbf{k} \mathbf{k}$ – с единичными тензорами в плоскости x, y и в пространстве.

Учитывая, что возмущения $\boldsymbol{\varepsilon}, \mathbf{I}^1$ малы, запишем уравнения в вариациях вблизи номинального режима:

$$\begin{aligned}
m(\ddot{\mathbf{u}} - \Omega^2 \boldsymbol{\varepsilon}) &= \sum \mathbf{F}_k^e \\
\mathbf{I}^0 \cdot \ddot{\boldsymbol{\theta}} + \Omega \mathbf{I}^* \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}} &= \sum \mathbf{M}_k^e, \\
\mathbf{I}^* &\equiv \mathbf{k} \times \mathbf{I}^0 - \mathbf{I}^0 \times \mathbf{k} - I_z \mathbf{k} \times \mathbf{E}
\end{aligned} \tag{6}$$

Заметим, что возмущение \mathbf{I}^1 тензора инерции оказалось в малых второго порядка и не вошло в уравнения.

Определим силы и моменты от реакций опор. Пусть опоры расположены в сечениях $z=0, z=l$ и имеют различные упругие и диссипативные характеристики по горизонтали и вертикали:

$$\begin{aligned}
z=0: \mathbf{F}^0 &= -\mathbf{c}^0 \cdot \mathbf{U}^0 - \mathbf{b}^0 \cdot \dot{\mathbf{U}}^0, \\
z=l: \mathbf{F}^l &= -\mathbf{c}^l \cdot \mathbf{U}^l - \mathbf{b}^l \cdot \dot{\mathbf{U}}^l
\end{aligned} \tag{7}$$

Здесь четыре тензора, характеризующих жесткость и вязкость опор; $\mathbf{U}, \dot{\mathbf{U}}$ – перемещения и скорости концов ротора:

$$\mathbf{U}^0 = \mathbf{u} - z_c \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{k}, \mathbf{U}^l = \mathbf{u} + (l - z_c) \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{k} \tag{8}$$

Соотношения для скоростей аналогичны. В правых частях уравнений (6) будем иметь:

$$\begin{aligned}
\sum \mathbf{F}_i^e &= \mathbf{F}^0 + \mathbf{F}^l, \\
\sum \mathbf{M}_i^e &= -z_c \mathbf{k} \times \mathbf{F}^0 + (l - z_c) \mathbf{k} \times \mathbf{F}^l
\end{aligned} \tag{9}$$

Имеем в (6) систему двух векторных ОДУ для функций $\mathbf{u}, \boldsymbol{\theta}$. Разрешим относительно $\ddot{\boldsymbol{\theta}}$:

$$\begin{aligned}
\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{R} \cdot \dot{\boldsymbol{\theta}} &= \mathbf{Q} \cdot \sum \mathbf{M}_i^e, \\
\mathbf{R} &\equiv \Omega \mathbf{Q} \cdot \mathbf{I}^*, \mathbf{Q} \equiv (\mathbf{I}^0)^{-1}
\end{aligned} \tag{10}$$

Обратный тензор $\mathbf{Q} = (\mathbf{I}^0)^{-1}$ получается из \mathbf{I}^0 заменой $I_{1,2}$ на $I_{1,2}^{-1}$. В тензорах можно оставить лишь перпендикулярную составляющую (в плоскости x, y).

Компьютерное моделирование

Система ОДУ в компонентах имеет восьмой порядок, линейная, с периодическими коэффициентами. Решение задачи Коши для нее можно получить средствами компьютерной математики. В *Mathcad* для этого есть встроенные функции *rkfixed*, *Rkadapt* [19].

Преобразуем систему уравнений. Сначала перепишем выражения перемещений концов ротора:

$$\mathbf{U}^0 = \mathbf{u} - z_c \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \boldsymbol{\theta}, \mathbf{U}^l = \mathbf{u} + (l - z_c) \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \boldsymbol{\theta}, \boldsymbol{\varepsilon} = -\mathbf{k} \times \mathbf{E} \tag{11}$$

Перейдем от тензоров к матрицам компонент в базисе x, y :

$$\begin{aligned}\sum F_i^e &= -c^+u - b^+\dot{u} - C\dot{\theta} - B\dot{\theta} \\ \sum M_i^e &= \mathcal{E}(Cu + B\dot{u} + D\dot{\theta} + G\dot{\theta})\end{aligned}\quad (12)$$

Введены матричные обозначения:

$$\begin{aligned}\mathcal{E} &\equiv \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix}, c^+ \equiv c^0 + c^l, b^+ \equiv b^0 + b^l, \\ C &\equiv -z_c c^0 + (l - z_c)c^l, B \equiv -z_c b^0 + (l - z_c)b^l, \\ D &\equiv z_c^2 c^0 + (l - z_c)^2 c^l, G \equiv z_c^2 b^0 + (l - z_c)^2 b^l\end{aligned}\quad (13)$$

Матрица Леви-Чивита \mathcal{E} позволяет описать векторное умножение.

Рассмотрим тензоры в (10) с переходом к базису x, y :

$$\begin{aligned}\mathbf{I}^* &= -\mathcal{E} \cdot \mathbf{I}^0 + \mathbf{I}^0 \cdot \mathcal{E} + I_z \mathcal{E} \Rightarrow I^* = -\mathcal{E} I^0 + I^0 \mathcal{E} + I_z \mathcal{E}, I^0 \equiv \begin{pmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{pmatrix}, \\ Q &= \alpha Q^0 \alpha^T, Q^0 \equiv \begin{pmatrix} I_1^{-1} & 0 \\ 0 & I_2^{-1} \end{pmatrix}, \alpha \equiv \begin{pmatrix} \cos \Omega t & -\sin \Omega t \\ \sin \Omega t & \cos \Omega t \end{pmatrix}, R = \Omega \alpha Q^0 I^* \alpha^T\end{aligned}\quad (14)$$

Нолик означает компоненты в базисе $\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2$. Зависимость от времени – только через матрицу поворота α .

Теперь можем представить систему ОДУ в следующем матричном виде:

$$\begin{aligned}\dot{Y} &= H(t)Y + h(t); Y \equiv (u \quad \dot{u} \quad \theta \quad \dot{\theta})^T; \\ H(t) &\equiv \begin{pmatrix} O & E & O & O \\ -m^{-1}c^+ & -m^{-1}b^+ & -m^{-1}C\mathcal{E} & -m^{-1}B\mathcal{E} \\ O & O & O & E \\ Q(t)\mathcal{E}C & Q(t)\mathcal{E}B & Q(t)\mathcal{E}D\mathcal{E} & -R(t) + Q(t)\mathcal{E}G\mathcal{E} \end{pmatrix}, \\ h(t) &= (o \quad \Omega^2 \varepsilon \quad o \quad o)^T\end{aligned}\quad (15)$$

Коэффициенты содержат синусоиду частоты 2Ω ; это параметрическое возбуждение. Наличие же в $h(t)$ эксцентриситета дает гармоническое воздействие частоты Ω , способное вызвать вынужденные колебания.

В пакете *Mathcad* были проведены расчеты стального ротора при следующих данных: длина $l = 10$ м, координаты концов участков (рис. 1): $z_1 = 2, z_2 = 6$ (м); радиусы: $r_1 = 0.3, r_2 = 0.7, r_3 = 0.4$ м. Тогда масса $m = 6.81 \cdot 10^4$ кг, координата центра массы $z_c = 4.73$ м; моменты инерции: $I_z = 1.32 \cdot 10^4, I_1 = 3.41 \cdot 10^5, I_2 = 3.07 \cdot 10^5$ кг·м² (уменьшили I_1 на 10 % для исследования параметрического резонанса). Эксцентриситет $\varepsilon = 10^{-3}$ м.

Свойства опор: они одинаковые, изотропные, с жесткостью $c = 10^8$ Н/м и коэффициентом вязкого сопротивления $b = 10^6$ Н·с/м. Частота $\Omega = 55$ с⁻¹. Это близко к собственной частоте $\sqrt{2c/m} = 54.2$, но резонансного роста амплитуд не видно.

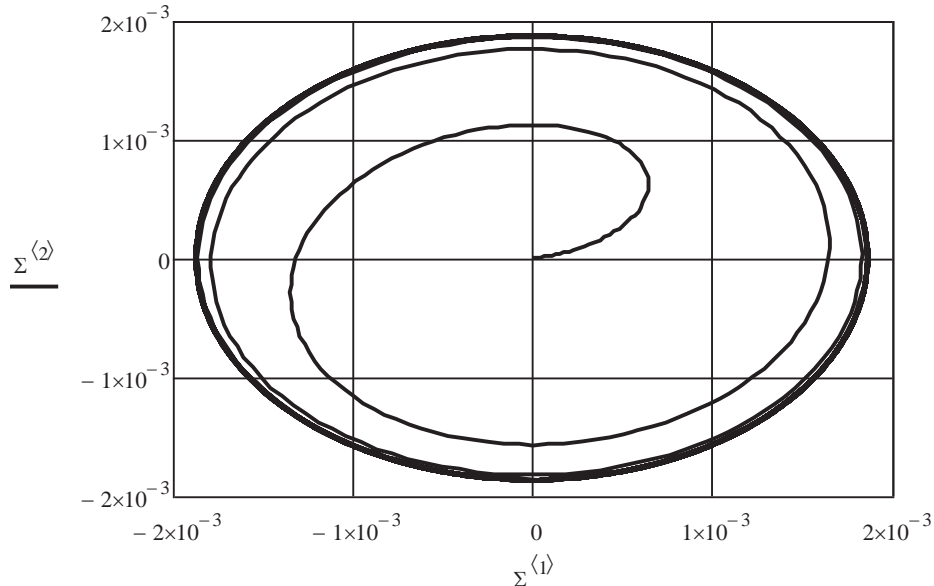


Рис. 2. Перемещения (м; $\Omega = 55$)

На рис. 2 показан годограф вектора перемещения \mathbf{u} при нулевых начальных условиях. Устанавливается режим с почти постоянной амплитудой. Годограф угловых скоростей $\dot{\theta}$ представлен на рис. 3.

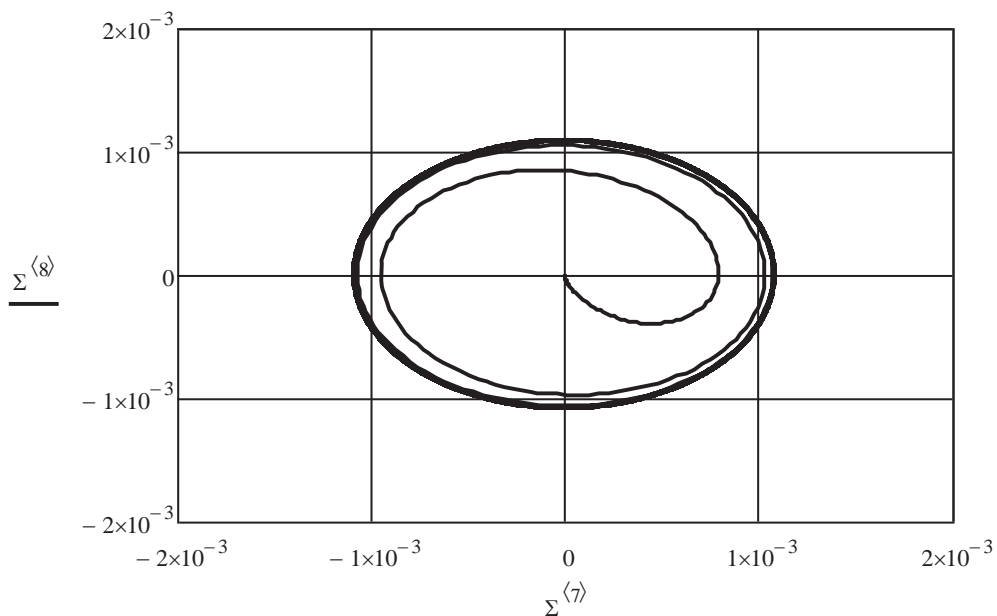


Рис. 3. Годограф угловой скорости

Расчеты при различных угловых скоростях выявили зависимость средней амплитуды перемещения $a(\Omega)$, представленную на рис. 4. Усреднение по времени T выполнено по следующей формуле

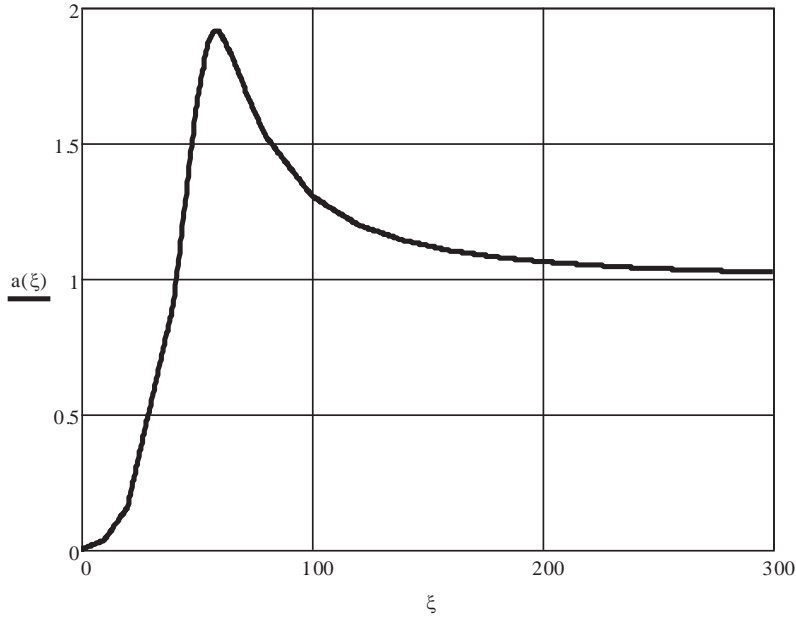


Рис. 4. Зависимость средней амплитуды (мм) от угловой скорости (с^{-1})

$$a(\Omega) = \frac{1}{(1-\lambda)T} \int_{\lambda T}^T |\mathbf{u}(t, \Omega)| dt \quad (16)$$

Малый параметр λ введен для исключения начального переходного процесса; принималось $\lambda = 10^{-3}$, $T = 10$ (с).

Такая зависимость характерна для вынужденных колебаний при нагрузке, пропорциональной Ω^2 . Более сложные эффекты параметрического возбуждения не обнаружены.

Однако заметим, что с ростом частоты колебания становятся более беспорядочными. На рис. 5 – годограф перемещений при $\Omega = 200$.

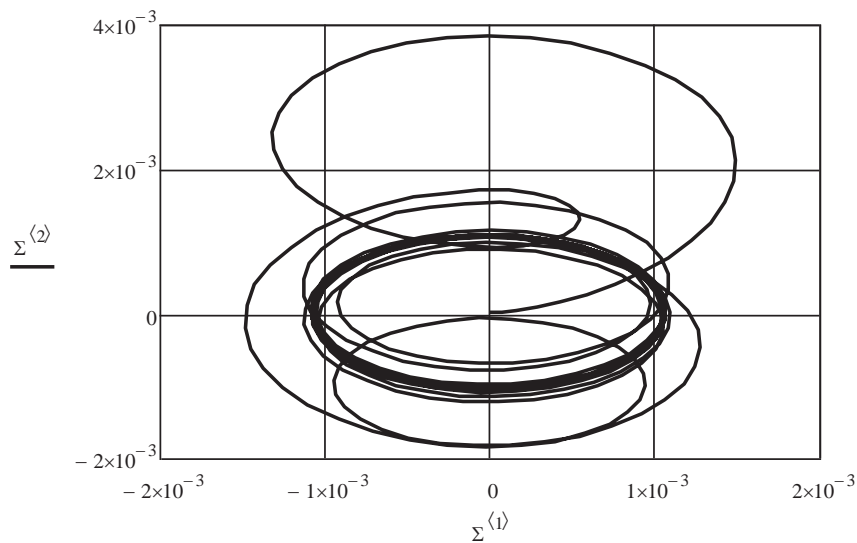


Рис. 5. Перемещения при высокой частоте

Заключение

В работе представлены новые уравнения динамической теории жестких роторов на податливых опорах. Разработана основанная на ней методика компьютерного моделирования в пакете *Mathcad*. Многовариантные расчеты по этой методике на стадии проектирования позволяют подобрать параметры опор и избежать опасных колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 2000. 344 с.
2. Гусаров А. А. Балансировка роторов машин. М., 2004. 267 с.
3. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. 280 с.
4. Колесников К.С. (ред.). Энциклопедия «Машиностроение». Т. 1-3. «Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин». В 2-х книгах. Кн. 2. М.: Инновационное машиностроение. 1995. 624 с.
5. Назаренко Ю.Б. Новое в динамике роторов газотурбинных двигателей и проблемы межроторного подшипника двигателя. М.: Мега-арт. 2014. 110 с.
6. Пасынкова И.А. Динамика прецессионного движения неуравновешенного ротора. СПб.: Изд-во СПбГУ. 2014. 238 с.
7. Позняк Э.Л. Колебания роторов. В кн.: Вибрации в технике, в 6-ти т. Т.3. М.: Машиностроение. 1980. С. 130-189.
8. Genta G. Dynamics of Rotating Systems. Springer. 2005. 658 p.
9. Yamamoto T., Ishida Y. Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications. Wiley Interscience. 2001. 348 p.
10. Быков В.Г., Мельников А.Е. Математическая модель гибкого ротора на основе обобщенных лагранжевых координат // Вестник Санкт-Петербургского университета. Серия 1. Математика. Механика. Астрономия. 2010. № 4. С. 110-118.
11. Воронков В.С., Денисов Г.Г. Методика балансировки жесткого ротора в двух радиальных упорных подшипниках // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 4. С. 32-40.
12. Елисеев В.В., Авксентьев А.И. Модели упругих стержней в динамике гибких роторов. // Современное машиностроение. 2014. № 4. С. 335-343.
13. Полушкин О.О. Системные закономерности механики и балансировки роторов // Вестник Донского государственного технического университета. 2011. Т. 11. № 6. С. 842-849.
14. Прокопьев В.Н. Динамика роторов на подшипниках с плавающими втулками. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1995. № 5. С. 37-42.

15. Соломин О.В., Морозов А.А. Численные методы решения уравнений движения в задачах динамики роторных систем с опорами жидкостного трения. // Изв. вузов: Машиностроение. 2006. № 11. С. 16-26.
16. Sperling L., Ryzhik B., Linz C., Duckstein H. Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rotor // Mathematics and Computers in Simulation. 2002. no. 58. P. 351-365.
17. Yeliseyev V.V. Dynamics, critical speeds and balancing of thermoelastic rotors // Lecture Notes in Control and Information Sciences. 2015. 22. P. 129-136.
18. Елисеев В.В. Механика упругих тел. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 2003. 336 с.
19. Кирьянов Д.В. Mathcad 14. БХВ-Петербург. 2007. 704 с.
20. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. Т. 2. М.: Наука. 1983. 640 с.

V.V. Eliseev, E.A. Andriushchenko, A.A. Salam

DYNAMICS OF THE ROTOR ON FOIL BEARINGS SIMULATION

Peter The Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The rotation of the rotor on foil bearings is considered with balance of momentum and angular momentum equations in tensor notation. Linearization of equations close to rating has resulted in linear eighth order system with periodical coefficients. This system can be solved by computer mathematics technique (*Mathcad*).

Keywords: dynamics of a rigid rotor, visco-elastic support, tensor equations, computer mathematics, forced and parametric oscillations.

REFERENCES

- [1] Goldin A.S. Vibratsiya rotornih mashin. M.: Mashinostroenie, 2000. 344s.
- [2] Gusarov A.A. Balansirovka rotorov mashin, 2004.267s.
- [3] Kelson A.S., Tsimanski U.P., Yakovlev V.I. Dynamika rotorov v uprugih oporah. M.: Nauka, 1982. 280s.
- [4] Kolesnikov K.S. (red.) Enciklopediya «Mashinostroenie». Т. 1-3. Dinamika i prochnost mashin. Teoriya mehanizmov i mashin. V 2-h knigah. Kniga 2 M.: Innovacionnoe mashinostroenie. 1995. 624s.
- [5] Nazarenko U.B. Novoe v dinamike rotorov gazoturbinnih dvigatelei I problem megrotornogo podshipnika dvigatelya. M.: Mega-art. 2014. 110s.

- [6] Pasinkova I.A. Dinamika precessionnogo dvigeniya neuravnoveshennogo rotora. SPb.: Izdatelstvo SPbGU. 2014. 238s.
- [7] Poznyak E.L. Kolebaniya rotorov. V kn.: Vibracii v tehnikе, v 6-ti t. T.3. M.: Mashinostroenie. 1980. S. 130-189.
- [8] Genta G. Dynamics of Rotating Systems. Springer. 2005. 658 p.
- [9] Yamamoto T., Ishida Y. Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications. Wiley Interscience. 2001. 348 p.
- [10] Bikov V.G., Melnikov A.E. Matematicheskaya model gibkogo rotora na osnove obobshchennih lagrangevih koordinat // Vestnik Sankt-Peterburgskogo universiteta. Seriya 1. Matematika. Mehanika. Astronomiya. 2010. № 4. S. 110-118.
- [11] Voronkov V.S., Denisov G.G. Metodika balansirovki gestkogo rotora v dvuh radialnih upornih podshipnikah // Problemi mashinostroeniya I nadeznosti mashin. 2006. №4. S. 32-40.
- [12] Yeliseyev V.V., Avksentev A.I. Models of elastic rods in the dynamics flexible rotors // Sovremennoe mashinostroenie. 2014. №4. S. 335-343.
- [13] Polushkin O.O. Sistemnie zakonomernosti Mehaniki I balansirovki rotorov // Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta. 2011. T. 11. №6. S. 842-849.
- [14] Prokopev V.N. Dinamika rotorov na podshipnikah s plavaushchimi vtulkami. // Problemi mashinostroeniya I nadeznosti mashin. 1995. №5. S. 37-42.
- [15] Solomin O.V., Morozov A.A. Chislennie metodi resheniya uravnenii dvigeniya v zadachah dinamiki rotornih system s oporami gidkostnogo treniya. Izv. Vuzov: Mashinostroenie. 2006. №11. S. 16-26.
- [16] Sperling L., Ryzhik B., Linz C., Duckstein H. Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rotor // Mathematics and Computers in Simulation. 2002. no. 58. P. 351-365.
- [17] Yeliseyev V.V. Dynamics, critical speeds and balancing of thermoelastic rotors // Lecture Notes in Control and Information Sciences. 2015. 22. P. 129-136.
- [18] Yeliseyev V.V. Mehanika uprugih tel. SPb.:Izd-vo SPbGPU. 2003. 336s.
- [19] Kiryanov D.V. Mathcad 14 BHV-Peterburg. 2007.704s.
- [20] Loicyanskii L.G., Lurie A.I. Kurs teoreticheskoi mehaniki. T. 2. M.: Nauka. 1983. 640s.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ В КОНТАКТЕ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ И РЕЛЬСОВ В ДИНАМИКЕ. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ



¹Кирилл Валентинович Елисеев
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)740-1134, E-mail: kir.eliseev@gmail.com



²Антон Анатольевич Петров
ОАО “НВЦ Вагоны”
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (931)533-5631, E-mail: gn.petrov.anton@yandex.ru

Аннотация

Для определения параметров взаимодействия колеса и рельса во время движения подвижного состава используются системы, включающие в себя измерительные колесные пары и алгоритмы обработки измеряемых величин. Рассмотрено применение разработанного метода восстановления сил с использованием динамических численных моделей. Реализованы все этапы обработки данных, необходимые при проведении натуральных экспериментов.

Ключевые слова: измерение деформаций, моделирование, контактные силы, динамика, фильтрация, железные дороги

Введение

Для определения параметров взаимодействия железнодорожный путь – колесная пара разработан алгоритм, позволяющий по снимаемым на дисках колес деформациям определять силы и координаты точек контакта. Измерительная система включает в себя

- тензометрическую колесную пару (ТКП);
- систему передачи и записи сигналов;

- алгоритм обработки информации.

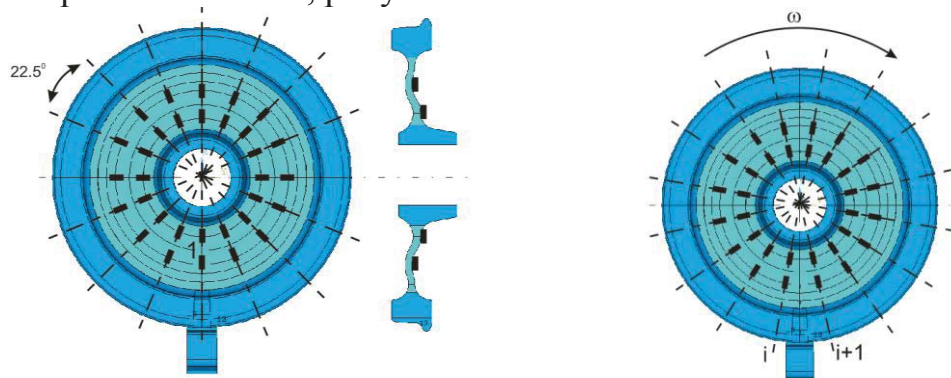
В ходе разработки алгоритма решена задача по размещению измерительных датчиков [1]. Выбрана расстановка на внутренней поверхности диска, по 16 штук на двух окружностях (рисунок 1). Таким образом определены измерительные окружности и диаметры (радиусы). Измеряются радиальные деформации. Между измеряемыми деформациями ε (столбец 32 компонента для одного колеса) и неизвестными силами R (3 компоненты) установлена связь вида

$$R = C\varepsilon \quad (1)$$

где матрица C получена в численной модели и может уточняться при калибровке [4]. Алгоритм определения координаты точки контакта описан в [3].

Учет угла поворота колесной пары

При разработке системы расчеты проводились для одной заданной ориентации измерительных диаметров колесной пары. Если пронумеровать все датчики одного колеса, то на внутренней окружности (1) устанавливаются номера 1-16, на внешней (2) 17-32. Базовой является конфигурация, когда первый измерительный радиус (датчики 1 и 17) направлен вертикально вниз, рисунок 1.



Базовая конфигурация

Максимальное отклонение

Рис.1. Схема расстановки тензорезисторов на колесе

Связь сил в контакте с измеряемыми деформациями устанавливается для базовой конфигурации. Очевидно, что все конфигурации, повернутые на 1/16 оборота могут быть получены виртуальной перенумерацией датчиков.

Для перехода к анализу в реальных условиях эксплуатации ТКП необходим учет движения вагона вдоль пути, сопровождаемым вращением колес. В момент измерения не гарантируется вертикальное расположение какого-либо измерительного диаметра. (В патенте [6] предложен съем данных при определенном расположении колеса).

Можно предложить следующий алгоритм. По 16 измерениям на каждой окружности строится интерполирующий кубический сплайн [7]. Имея гладкую зависимость деформации от угла относительно

вращающегося колеса, по местам локальных максимумов и (или) минимумов можно получить значения угла, дающего вертикальное направление. Данная процедура была отработана в статических модельных расчетах [1].

Численное моделирование динамики колесной пары

Для проверки и анализа качества алгоритма было предложено использование трех численных динамических моделей нагружения одного колеса. Все модели реализованы в программе ANSYS[11]. Модели упрощены по сравнению с используемыми при статических расчетах – в области измерения деформаций применены элементы с линейной интерполяцией перемещений вместо квадратичной, отсутствует сгущения в зоне контакта. Это сделано для ускорения расчетов и уменьшения объема получаемых файлов результатов. Конечно-элементная сетка состоит из гексаэдров и призм, вдоль любой дуги имеется 160 элементов. Всего модель колеса содержит около 100 тыс. узлов и 120 тыс. элементов.

В работах [9] и [10] исследование движения колесной пары с проводилось с использованием программы LS-Dyna. В ней реализована явная схема интегрирования по времени, в отличие от неявной в ANSYS (описание обеих можно найти в соответствующих главах в [11]). Явная схема требует малого шага по времени и применима для быстротекущих процессов, требует большого числа конечных элементов.

Модель 1 представляет собой одно колесо установленное на рельс в некотором положении (рисунок 2). Между ними установлено контактное взаимодействие. Для того, чтобы получить движение, задается скорость движения оси. Для получения вертикальной силы в контакте задается меняющаяся во времени прижимающая сила на подшипнике. В данной модели затруднительно задать определенные продольные и поперечные силы, тем не менее они оказываются отличными от нуля. Модель 1 является наиболее приближенной к реальной системе.

Модели 2 и 3 представляет собой одно колесо. Контакт с рельсом моделируется заданием трех компонент сосредоточенной силы в некотором узле модели.

В модели 2 колесо вращается вокруг оси с заданной скоростью. История нагружения разбита на отдельные шаги. Время шага выбрано таким образом, чтобы осуществлялся переход контакта на соседний узел, что соответствует повороту на $1/160$ окружности по числу узлов на дуге. Непрерывность приложенных нагрузок обеспечивается линейной интерполяцией нагрузок между соседними шагами.

В модели 3 проводится расчет во вращающейся с заданной скоростью системе отсчета, в ней колесо неподвижно. Для моделирования движения точки контакта по дуге колеса, на каждом шаге меняется узел, в

котором задаются силы. В работе [8] похожим образом задается давление на одном элементе, то есть учитывается только вертикальная сила.

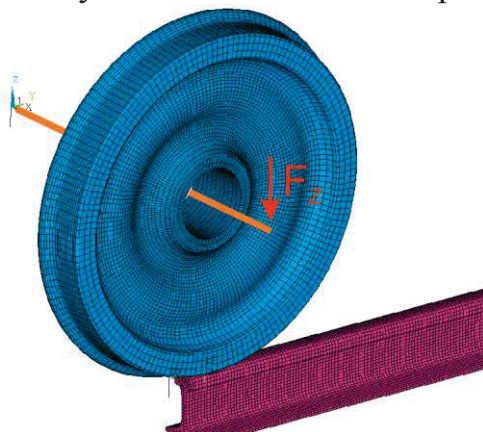


Рис. 2. Конечно-элементная сетка модели 1

Начальные условия и демпфирование

В моделях 1 и 2 необходимо подходящим образом задать начальные условия, соответствующие движению с выбранной скоростью.

Для получения начальных перемещений, которые будут определять начальное напряженное состояние колеса, проводится статический расчет одного колеса под действием центробежных сил. По его результатам можно получить перемещения в каждом узле. Начальные скорости в каждом узле нетрудно вычислить аналитически и также задать. В модели 1 нужно также учесть скорость движения вдоль пути. В модели 3 ненулевые начальные условия не нужны.

Расчеты моделей 1 и 2 показали, что несмотря на корректное задание начальных условий, наблюдаются существенные осцилляции части результатов, а именно напряжений и деформаций, в начале расчета, что вероятно определяется алгоритмом решения задачи.

Известно, что с таким эффектом можно бороться заданием в модели подходящего демпфирования. Обычно в конечно-элементных моделях в систему уравнений для вектора перемещений модели U добавляется матрица демпфирования C , являющаяся комбинацией матриц жесткости K и масс M с заданными коэффициентами α и β

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F(t), C = \alpha M + \beta K \quad (2)$$

Так как применительно к рассматриваемой системе демпфирование неизвестно, предложено подобрать коэффициент β с целью получения разумного затухания осцилляций (можно сравнить с выбором этого параметра в [2]).

Решается задача о вращении одного колеса при постоянной скорости в динамической постановке. Начальные условия получены из решения в статической постановке при приложении центробежных сил, с этим же решением сравниваются результаты. Ожидается, что за некоторые промежутки времени напряженно-деформированные состояния должны

совпасть. На рисунке 3 приведены графики изменения напряжений в четырех точках колеса для разных значений параметра β .

Можно отметить, что и в вариантах с неудовлетворительным демпфированием получаются правильные зависимости перемещений и скоростей узлов от времени, распределения напряжений обладают осевой симметрией.

Для рассматриваемой модели значение $\beta=0.005\text{с}$ дает быстрое затухание, но выход на неверные значения напряжений, $\beta=0.00001\text{с}$ не дает нужного затухания. Дальнейшие расчеты проводились для значений 0.0001с и 0.0002с .

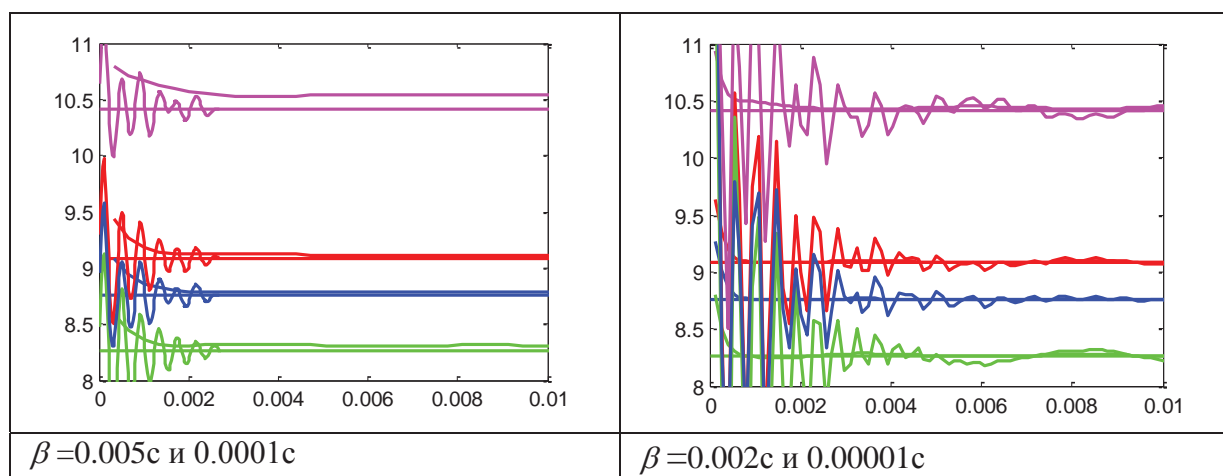


Рис. 3. Изменения напряжений для разных значений параметра демпфирования в сравнении со «статическим» решением

Особенности обработки результатов

В случае неподвижного колеса в статическом расчете можно выводить деформации в неподвижных декартовой или цилиндрической системах координат. В любом случае получение радиальных компонент тензора деформаций не вызывает сложностей. Такой же простотой обработки результатов отличается модель 3.

При больших перемещениях конструкции в том числе больших поворотах напряжения и деформации на экран и в отчет выдаются по-разному.

На следующих рисунках представлены результаты для вращающегося колеса при действии в нижней точке вертикальной силы. Можно ожидать симметричное распределение напряжений. Результаты вывода радиальной компоненты тензора напряжений в цилиндрической системе координат для двух углов поворота представлены на рисунках 4, 5. Ожидаемое распределение получается только при углах поворота кратных 180° .

Визуализация в декартовой системе координат также не дает возможности проведения анализа.

Числовые значения компонент напряжений и деформаций выводятся в поворачивающихся вместе с материалом системах координат, декартовой или цилиндрической. Для получения требуемых радиальных деформаций нужно учитывать угол поворота колеса и угол измерительного радиуса.

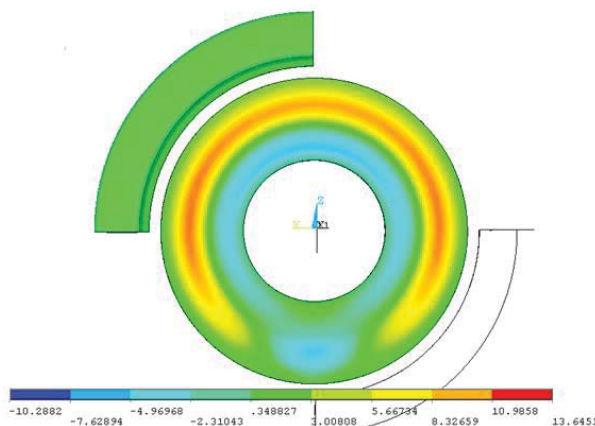


Рис. 4. Радиальная компонента тензора напряжений для поворота 180° и 360° (МПа)

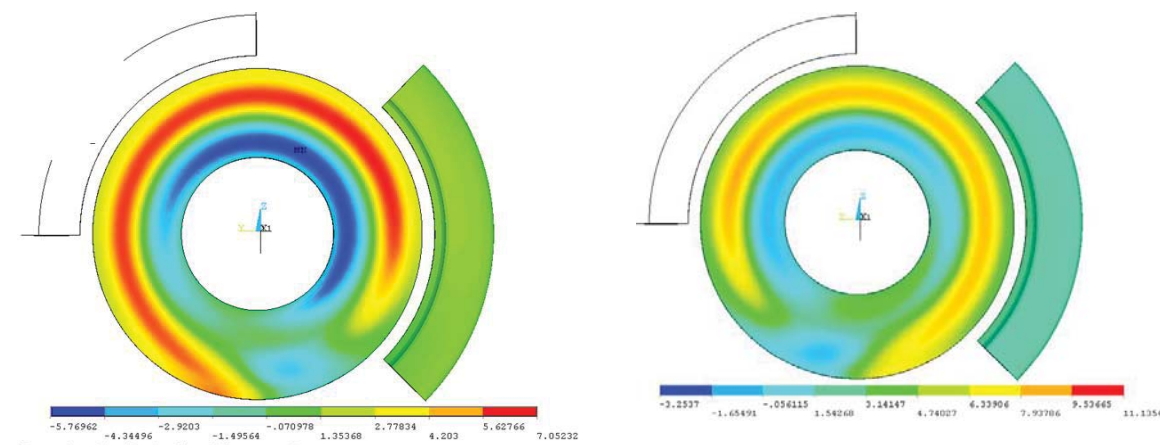


Рис. 5. Радиальная и окружная компоненты тензора напряжений для поворота 135° (МПа)

При анализе деформаций, пересчитанных с помощью сплайна на базовую конфигурацию выяснилось, что значения деформаций в нижней части колеса вблизи контакта восстанавливаются хуже, особенно на измерительной окружности 2, рисунок 6. Это объясняется тем, что в этой области имеет место существенно переменный по окружности уровень деформаций и небольшая ошибка сплайн аппроксимации приводит к большим ошибкам восстановления. Одним из возможных способов борьбы с этим явлением может быть исключение восстановленных деформаций вблизи контакта (отмечены звездами).

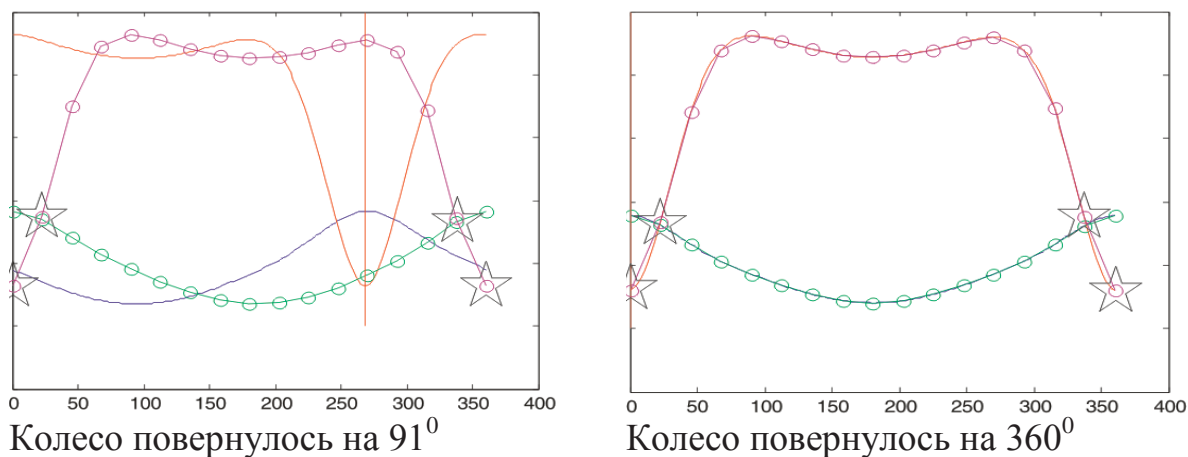


Рис. 6. Распределение радиальной деформации на двух измерительных окружностях:

- красный и синий – получено по виртуальным тензомерам
- розовый и зеленый – пересчитанные на базовую конфигурацию

Анализ результатов для модели 2

К модели 2 приложены силы, полученные при расчетах [5] на некотором интервале измерений. Скорость движения 100км/ч. Высокочастотных изменений деформаций не наблюдается, фильтрация не применяется.

На рисунках 7 и 8 представлены заданные и восстановленные силы.

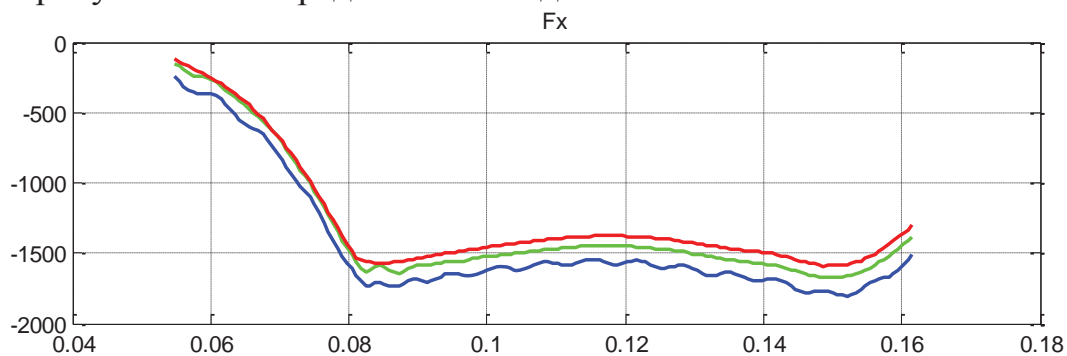


Рис. 7. Боковая сила, Н. Красный– заданное значение. Синий и зеленый – восстановленная с разным числом учитываемых значений деформаций

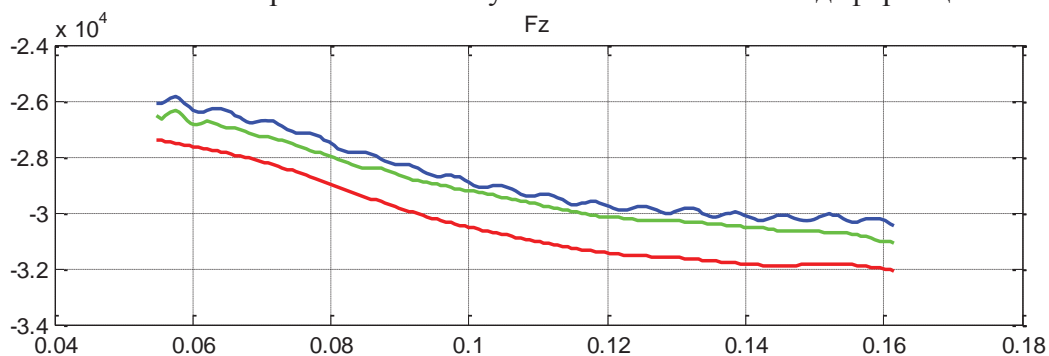


Рис. 8. Вертикальная сила, Н. Красный– заданное значение. Синий и зеленый – восстановленная с разным числом учитываемых значений деформаций

Результаты, полученные с восстановленными деформациями в области контакта обладают пульсирующим характером, вызванным неточностью восстановления этих величин сплайном.

Анализ результатов для модели 1

Следующая результаты получены на модели 1 при заданной силе на подшипнике 50кН.

Можно отметить, что на графиках деформаций виртуальных датчиков имеются высокочастотные осцилляции, которые убираются фильтром низких частот, рисунок 9.

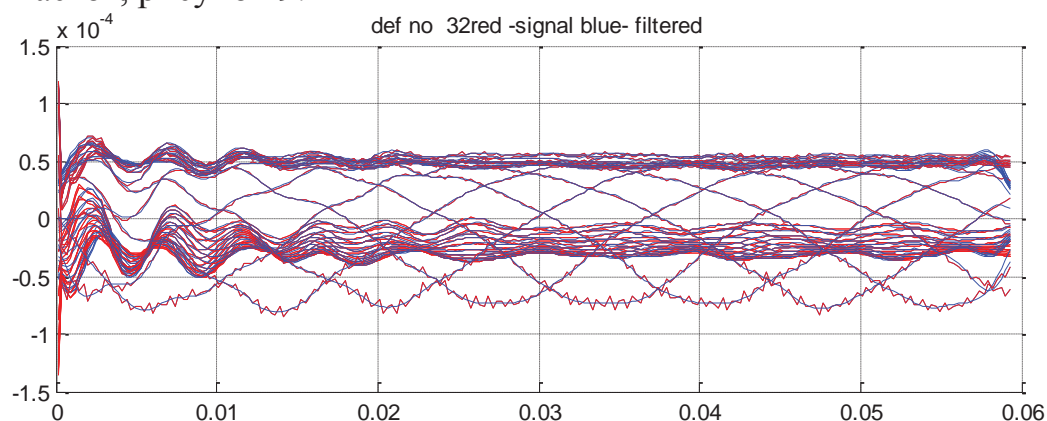


Рис. 9. Деформации с виртуальных датчиков на измерительной окружности 2. Красный полученные в модели, синий – после фильтрации

Угол поворота колеса восстанавливается достаточно точно, возможны сбои алгоритма при некоторых углах в начале расчета, рисунок 10.

На рисунках 11 и 12 представлены заданные и восстановленные силы. Учитывая величину вертикальной силы можно считать, что получены хорошие приближения к значениям сил в контакте.

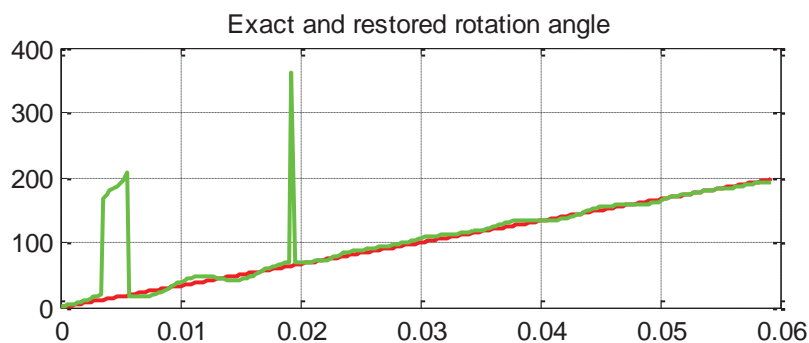


Рис. 10. График заданного (красный цвет) и полученного (зеленый) угла поворота колеса⁽⁰⁾ во времени, с

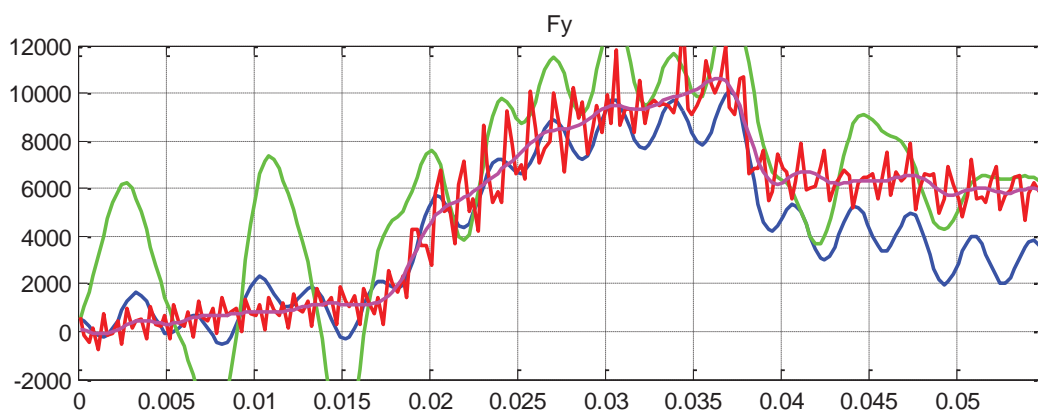


Рис. 11. Продольная сила, Н. Красный – точное значение, розовый - после фильтрации. Синий и зеленый – восстановленная с разным числом учитываемых значений

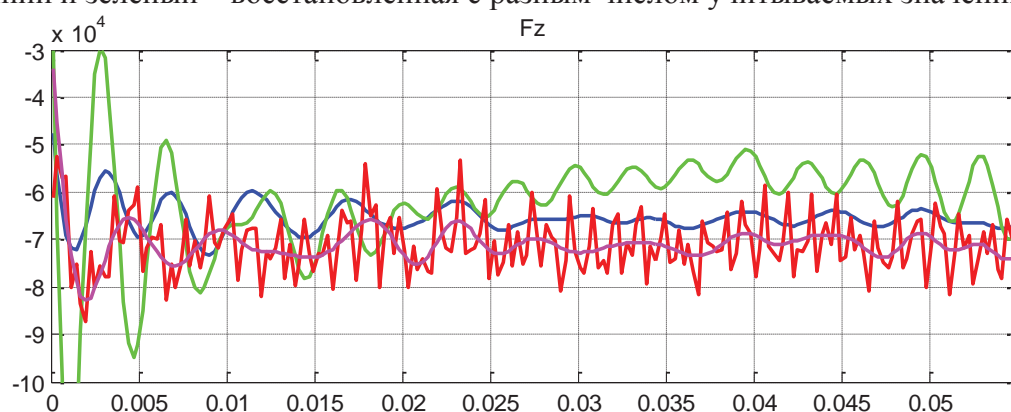


Рис. 12. Вертикальная сила, Н. Красный- точное значение, розовый – после фильтрации. Синий и зеленый – восстановленная с разным числом учитываемых значений

Заключение

Данная работа посвящена практической реализации в рамках численной модели схемы восстановления сил в контакте колеса и рельса во время движения. Описаны основные этапы, отмечены возникшие задачи и их решение. В ходе численных экспериментов получены вполне удовлетворительные результаты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Елисеев К.В., Исполлов Ю.Г., Орлова А.М., Определение сил, возникающих при контакте колесной пары с рельсами // Научно-технические ведомости СПбГПУ – 2013. – № 4-1(183) – С. 262-270.
2. Елисеев К.В. Современные методы определения сил в контакте колесной пары и рельсов // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 4-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 867 – 876.

3. Елисеев К.В. Колесная пара и рельсовый путь. Определение координат точек контакта.// Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова. и А.А.Поповича.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 810 – 819.
4. Елисеев К., Мигров А., Орлова А., Стенд градуировки измерительных колесных пар // Transport Problems 2012: Материалы конференции, Silesian University of Technology Faculty of Transport – 2012.– С. 474-479
5. Саидова А.В., Орлова А.М. Разработка математических моделей вагонов на тележках 18-9810 и 18-9855 для исследования износов колес // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В. Лазаряна –2013. – №2 (44) – С. 118-123.
6. Пат. 2441206 РФ, УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ И БОКОВЫХ СИЛ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ КОЛЕСОМ И РЕЛЬСОМ/ Краснов О. Г., [и др.] – 2010
7. Завьялов Ю. С., Квасов Б. И., Мирошниченко В. Л. Методы сплайн-функций М.: Наука, 1980
8. Ronasi H., Nielsen J. Inverse identification of wheel–rail contact forces based on observation of wheel disc strains: an evaluation of three numerical algorithms // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility – 2013.– Vol. 51, No. 1 – P. 74–90
9. Effect of the wheel/rail contact angle and the direction of the saturated creep force on rail corrugation /X.L. Cui [etc.] //Wear – 2015.–330–331 – P. 554–562
10. FE method to predict damage formation on curved track for various worn status of wheel/rail profiles/K.D. Vo [etc.] //Wear – 2015.–322–323 – P. 61–75
11. ANSYS Release 15 user guide, 2014.

K.V.Eliseev¹, A.A.Petrov²

CONTACT FORCES BETWEEN WHEELSET AND RAILWAY DETERMINING IN DYNAMICS. NUMERICAL MODELING

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

²ОАО “NVC Vagon”

Abstract

Systems that contain instrumented wheelsets and algorithms of measurements evaluations are used to obtain parameters of contact between

wheels and railway while car is moving. The new method of forces evaluation practical implementation using dynamic numerical models is investigated. All stages of data analysis are performed.

Key words: Structural mechanics, strain measurement, simulation, contact forces, dynamics, filtering, railway technology

REFERENCES

- [1] Eliseev K. V., Ispolov I. G., Orlova A. M. Contact forces between wheelset and rails determining// [St. Petersburg State Polytechnical University Journal](#) -2013– vol. 4-1(183) – p. 262-270. (rus)
- [2] Eliseev K. V. Modern methods of contact forces between wheelset and rails determining // *Advances in Mechanical Engineering Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”*, Saint Petersburg, Russia, June 2014 p. 57–67
- [3] Eliseev K. V. Wheelsets and Railways. Determining Contact-Points Coordinates // *Advances in Mechanical Engineering Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”*, Saint Petersburg, Russia, June 2016 p. 177–187
- [4] Eliseev K., Migrov A., Orlova A. Design of test-rig for the calibration of instrumented wheelsets (rus) // *Transport Problems 2012*, Silesian University of Technology Faculty of Transport – 2012.– p. 474-479 (rus)
- [5] Saidova A.V., Orlova A., Development of mathematical models of cars carts 18-9810 and 18-9855 for the study of wheel wear// *Bulletin of Dnepropetrovsk National University of Railway Transport named after acad. V. Lazaryana*–2013. – vol.2 (44) – p. 118-123.(rus)
- [6] Pat. 2441206 RU. , 02.11.2010 Device for measuring of vertical and lateral forces between wheel and rail / Krasnov O. G., [etc.] -2010
- [7] Zavialov J.S., Kvasov B.I., Miroschnichenko V.L. Spline functions methods (rus) M.: Science, 1980
- [8] Ronasi H., Nielsen J. Inverse identification of wheel–rail contact forces based on observation of wheel disc strains: an evaluation of three numerical algorithms // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* – 2013.– Vol. 51, No. 1 – P. 74–90
- [9] Effect of the wheel/rail contact angle and the direction of the saturated creep force on rail corrugation /X.L. Cui [etc.] // *Wear* – 2015.–330–331 – P. 554–562
- [10] FE method to predict damage formation on curved track for various worn status of wheel/rail profiles/K.D. Vo [etc.] // *Wear* – 2015.–322–323 – P. 61–75
- [11] ANSYS Release 15 user guide, 2014.

КОЛЕБАНИЯ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК КАК УПРУГИХ ОБОЛОЧЕК



¹Владимир Васильевич Елисеев, д. физ.-мат. н., профессор.
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921) 959 96 07, E-mail: yeliseyev@inbox.ru



²Артем Анатольевич Москалец, аспирант.
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет,
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(951) 642 71 04, E-mail: artem.moskalec@gmail.com

Аннотация

Рассматриваются колебания коротких турбинных лопаток, у которых длина и ширина одного порядка. Используется современный вариант классических оболочек Кирхгофа, построенный на основе механики Лагранжа. Из тензорных уравнений теории оболочек выведены уравнения в компонентах с учетом естественной крутки лопатки. Принята аппроксимация перемещений, в которой коэффициенты выступают в роли обобщенных координат для уравнений Лагранжа. Создан алгоритм расчета средствами компьютерной математики, включающий в себя вычисление обобщенных масс и жесткостей. Представлен пример с модальным анализом оболочки.

Ключевые слова: турбинные лопатки, теория оболочек, прямое тензорное исчисление, уравнения в компонентах, аппроксимация перемещений, компьютерная математика, уравнения Лагранжа, модальный анализ.

Введение

Турбинные лопатки работают в тяжелом режиме вынужденных колебаний под действием давления струи пара или газа. Поскольку

возможны опасные колебания большой амплитуды с неизбежным усталостным разрушением, то очень важны расчеты колебаний: как свободных, так и вынужденных. Модальный анализ на стадии проектирования с расчетом собственных частот и форм лопатки особенно важен для предотвращения резонансов.

Расчетом колебаний лопаток посвящено много книг [1-4] и статей [5-7]. Сначала рассматривались одномерные стержневые модели [1,2]. Но с появлением компьютерных технологий конечноэлементного анализа доминировать стали они [8]. Однако едва ли целесообразно рассматривать только трехмерные модели с методом конечных элементов. Современные одномерные модели могут быть очень эффективны для длинных лопаток [9-13].

На практике встречаются короткие лопатки, у которых длина и ширина одного порядка. Для таких лопаток естественно обратиться к теории оболочек. Достигнут большой прогресс в основах теории оболочек [14-18]. Однако сложность геометрии лопатки с естественной круткой [19] создает непреодолимые трудности в расчетах традиционного типа. Но появление компьютерной математики (*Mathcad* [20] и другие пакеты) радикально расширило возможности расчета.

Данная работа основана на современной теории оболочек с прямым тензорным исчислением [16], аналитической механике Лагранжа [11,16] и компьютерной математике [20]. Рассмотрен иллюстративный пример расчета, но созданный в работе алгоритм позволяет легко рассматривать и множество более сложных вариантов формы оболочки и нагрузки (при вынужденных колебаниях).

Сведения из теории оболочек

Лопатка схематично изображена на рис. 1. Декартова ось z проходит через центры тяжести сечений. Фигуры сечений при всех значениях z одинаковы, но отличаются поворотом на угол αz , где α – параметр крутки. Декартовы оси x, y (с ортами \mathbf{i}, \mathbf{j}) фиксированы, а оси ξ, η (с ортами $\mathbf{e}_\xi, \mathbf{e}_\eta$) повернуты с фигурой сечения. Сечение лопатки как оболочки является кривой линией, заданной зависимостью $\eta(\xi)$, $\xi_0 \leq \xi \leq \xi_1$.

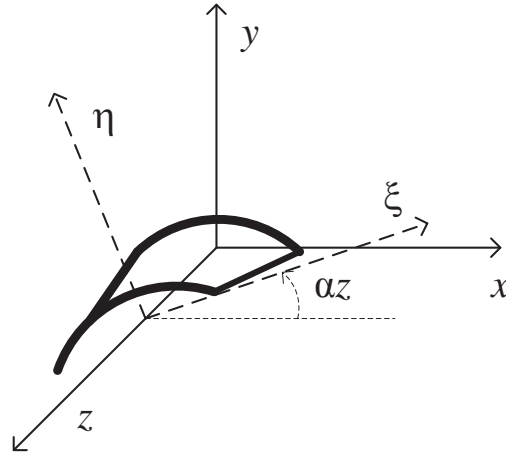


Рис. 1. Геометрия лопатки

В теории оболочек сначала задается форма оболочки как материальной поверхности. Радиус-вектор представляется функцией двух криволинейных координат $\mathbf{r}(\gamma^1, \gamma^2)$. Каждая точка лежит на пересечении двух координатных линий, по касательным к которым направлены векторы производных $\mathbf{r}_\beta = \partial \mathbf{r} / \partial \gamma^\beta \equiv \partial_\beta \mathbf{r}$. Орт нормали

$$\mathbf{n} = m^{-1} \mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2, \quad m \equiv |\mathbf{r}_1 \times \mathbf{r}_2| \quad (1)$$

Векторы \mathbf{r}_β ($\beta = 1, 2$) образуют базис в касательной плоскости. Произвольный вектор в пространстве можно разложить так: $\mathbf{u} = u^\beta \mathbf{r}_\beta + u_n \mathbf{n}$. Здесь и далее применяется правило суммирования по повторяющимся греческим разновысоким индексам. Коэффициенты u^β называются «контравариантные компоненты». Кроме базиса \mathbf{r}_β , вводится еще взаимный базис (или кобазис) – так, чтобы выполнялись равенства $\mathbf{r}_\alpha \cdot \mathbf{r}^\beta = \delta_\alpha^\beta$ (символ Кронекера, равный единице при одинаковых индексах и нулю при разных). Тогда $u^\beta = \mathbf{u} \cdot \mathbf{r}^\beta$. Разложить можно и по кобазису – с ковариантными компонентами: $u^\beta \mathbf{r}_\beta = u_\beta \mathbf{r}^\beta$. Введенного достаточно для построения оператора Гамильтона на поверхности:

$$\nabla = \mathbf{r}^\beta \partial_\beta; \quad d\phi(\gamma^\beta) = d\mathbf{r} \cdot \nabla \phi \quad (2)$$

Выражение ∇ строится так, чтобы выполнялось равенство для дифференциала $d\phi$.

Обычно вводятся следующие первый и второй метрические тензоры на поверхности (симметричные)

$$\mathbf{a} = \nabla \mathbf{r} = \mathbf{r}^\beta \mathbf{r}_\beta = a_{\alpha\beta} \mathbf{r}^\alpha \mathbf{r}^\beta = a^{\alpha\beta} \mathbf{r}_\alpha \mathbf{r}_\beta, \quad \mathbf{b} = -\nabla \mathbf{n} \quad (3)$$

Тензор $\mathbf{a} = \mathbf{E} - \mathbf{nn}$ – единичный тензор в касательной плоскости. Его ковариантные компоненты $a_{\alpha\beta}$ определяют длины и углы на поверхности.

Тензор \mathbf{b} задает кривизну поверхности. Геометрии поверхностей и применению тензорного исчисления посвящено много книг; но для представления основ теории оболочек в данной работе достаточно лишь некоторых основных сведений.

Классические оболочки Кирхгофа можно представить состоящими из «материальных нормалей» – объектов с пятью степенями свободы. Кроме перемещения \mathbf{u} , для каждой частицы задается векторная характеристика поворота $\mathbf{n} = \boldsymbol{\varphi}$; волна означает малое изменение при деформации. Учитывая, что нормаль остается таковой, можно вывести формулу

$$\boldsymbol{\varphi} = -\nabla \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \quad (4)$$

Отказ от этого соотношения ведет к более сложной модели со сдвигом (типа Тимошенко).

Важнейшую роль играют два тензора деформации (симметричные, в касательной плоскости):

$$\boldsymbol{\varepsilon} = (\nabla \mathbf{u})_{\perp}^S, \mathbf{\kappa} = -(\nabla \boldsymbol{\varphi})_{\perp} + \mathbf{b} \cdot \nabla \mathbf{u}^T \quad (5)$$

Смысл значков: перпендикуляр внизу выделяет составляющие в касательной плоскости, $(\dots)^S, (\dots)^T$ – симметризация и транспонирование. Тензор $\boldsymbol{\varepsilon}$ определяет удлинения и сдвиги в касательной плоскости; его компоненты $\varepsilon_{\alpha\beta} = a_{\alpha\beta}/2$. Второй тензор $\mathbf{\kappa}$ задает деформации изгиба и кручения; $\kappa_{\alpha\beta} = b_{\alpha\beta}$.

Название «тензоры деформации» $\boldsymbol{\varepsilon}, \mathbf{\kappa}$ заслужили вот почему. Доказано, что шесть функций $a_{\alpha\beta}(\gamma), b_{\alpha\beta}(\gamma)$ от координат γ^a определяют форму поверхности с точностью до перемещения твердого тела. Значит, деформация определяется изменением этих функций.

Удельная потенциальная энергия деформации (на единицу площади)

$$\Pi(\boldsymbol{\varepsilon}, \mathbf{\kappa}) = \frac{Eh}{2(1-\nu^2)} [\nu \boldsymbol{\varepsilon}^2 + (1-\nu) \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} + \frac{h^2}{12} (\nu \mathbf{\kappa}^2 + (1-\nu) \mathbf{\kappa} \cdot \mathbf{\kappa})] \quad (6)$$

Здесь E, ν – модуль Юнга и коэффициент Пуассона, h – толщина, $\boldsymbol{\varepsilon}, \mathbf{\kappa}$ – первые инварианты (следы). Выражение (7) такое же, как в более простой теории пластин [16].

Дифференцируя (6), можно получить выражения тензоров сил и моментов. По ним можно определить напряжения, используя те же формулы, что в теории пластин при плоском напряженном состоянии и изгибе [16].

Но обращаться к уравнениям баланса сил и моментов в данной работе нет необходимости, поскольку будут применяться уравнения Лагранжа:

$$\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i, \quad (7)$$

$$\Pi = \int \Pi do, K = \int \rho h |\dot{\mathbf{u}}|^2 do$$

(ρ – плотность). Элемент площади на поверхности $do = m d\gamma^1 d\gamma^2$. Перед записью (7) должны быть введены обобщенные координаты q_i и построены выражения энергии $\Pi(q_i)$, $K(q_i, \dot{q}_i)$ и обобщенных сил Q_i .

Форма оболочки и компьютерное моделирование

Обращаясь к рис. 1, зададим поверхность уравнением

$$\mathbf{r}(z, \xi) = z\mathbf{k} + \mathbf{x}, \mathbf{x} \equiv \xi \mathbf{e}_\xi(z) + \eta(\xi) \mathbf{e}_\eta(z) \quad (8)$$

При построении базиса на поверхности учтем формулы дифференцирования $\mathbf{e}'_\xi(z) = \alpha \mathbf{e}_\eta$, $\mathbf{e}'_\eta(z) = -\alpha \mathbf{e}_\xi$:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_1 &= \partial_z \mathbf{r} = \mathbf{k} + \alpha(\xi \mathbf{e}_\eta - \eta \mathbf{e}_\xi) \\ \mathbf{r}_2 &= \partial_\xi \mathbf{r} = \mathbf{e}_\xi + \eta'(\xi) \mathbf{e}_\eta \end{aligned} \quad (9)$$

Далее находим

$$\begin{aligned} \mathbf{n} &= m^{-1}(\mathbf{e}_\eta - \eta' \mathbf{e}_\xi - \alpha(\xi + \eta \eta') \mathbf{k}), \\ m &= \sqrt{1 + \eta'^2 + \alpha^2(\xi + \eta \eta')^2}, \\ \nabla &= m^{-1} \mathbf{n} \times (\mathbf{r}_1 \partial_\xi - \mathbf{r}_2 \partial_z) \end{aligned} \quad (10)$$

Аппроксимируем перемещения в оболочке:

$$\mathbf{u} = \mathbf{U}(z, t) - \mathbf{U}' \cdot \mathbf{x} + s(z, t)(\xi - \xi_0)(\xi_1 - \xi) \mathbf{e}_\eta \quad (11)$$

Первые два слагаемых соответствуют элементарной теории балки с вектором прогиба \mathbf{U} . Третье слагаемое задает (простейшим образом, по квадратичному закону) деформацию сечения в своей плоскости с обобщенной координатой s . Записанная аппроксимация позволяет перейти от уравнений с двумя координатами к уравнениям с одной (как в теории стержней).

Однако, аппроксимируем и введенные функции:

$$\begin{aligned} u_x(z, t) &= \sum_{i=1}^N U_{xi}(t) \Phi_i(z) = U_x^T \Phi, u_y(z, t) = U_y^T \Phi, \\ s(z, t) &= \sum_{i=1}^{N_s} S_i(t) \Psi_i(z) = S^T \Psi \end{aligned} \quad (12)$$

где координатные функции Φ_i, Ψ_i задаются с соблюдением условий закрепления. Соотношения записаны в матричном виде, со столбцами

U_x, U_y, S . Поскольку конец $z=0$ лопатки заделан, то $\Phi(0) = \Phi'(0) = \Psi(0) = 0$. Примем степенные зависимости:

$$\Phi_1 = z^2, \Phi_2 = z^3, \dots, \Psi_1 = z, \Psi_2 = z^2, \dots \quad (13)$$

Для лопаток как балок аппроксимация с функциями Φ оказалась успешной [9,12].

С аппроксимациями энергия оболочки выражается квадратичными формами:

$$\begin{aligned} 2\Pi &= U_x^T C_{xx} U_x + U_y^T C_{yy} U_y + 2U_x^T C_{xy} U_y + \\ &+ S^T C_{ss} S + 2U_x^T C_{xs} S + 2U_y^T C_{ys} S, \\ 2K &= \dot{U}_x^T M_{xx} \dot{U}_x + \dot{U}_y^T M_{yy} \dot{U}_y + 2\dot{U}_x^T M_{xy} \dot{U}_y + \\ &+ \dot{S}^T M_{ss} \dot{S} + 2\dot{U}_x^T M_{xs} \dot{S} + 2\dot{U}_y^T M_{ys} \dot{S} \end{aligned} \quad (14)$$

Введенные здесь матрицы жесткости и инерции являются соответствующими интегралами.

В представляемом далее иллюстративном примере примем $N = N_s = 1$. Тогда все столбцы и матрицы в (14) будут числами. Полагая, например, $U_x = 1, U_y = S = 0$, найдем C_{xx} (аналогично M_{xx}) и т.д. При свободных колебаниях получим следующую систему ОДУ:

$$\begin{aligned} M_{xx} \ddot{U}_x + M_{xy} \ddot{U}_y + M_{xs} \ddot{S} + C_{xx} U_x + C_{xy} U_y + C_{xs} S &= 0, \\ M_{xy} \ddot{U}_x + M_{yy} \ddot{U}_y + M_{ys} \ddot{S} + C_{xy} U_x + C_{yy} U_y + C_{ys} S &= 0, \\ M_{xs} \ddot{U}_x + M_{ys} \ddot{U}_y + M_{ss} \ddot{S} + C_{xs} U_x + C_{sy} U_y + C_{ss} S &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Можно сделать модальный анализ. Заменив \ddot{U}_x на $-\omega^2 U_x$ (с собственной частотой ω), получим обобщенную задачу на собственные значения

$$(C - \omega^2 M)\Phi = 0, \quad (16)$$

решаемую в *Mathcad* [20].

Не вызовет трудностей и расчет вынужденных колебаний на основе уравнений Лагранжа:

$$M\ddot{U} + CU = Q(t). \quad (17)$$

Столбец нагрузок вычисляется по виртуальной работе $\delta A = Q^T \delta U$.

В иллюстративном численном примере рассматривалась стальная лопатка в форме прямого геликоида длиной $L = 20$ см, шириной $2l = 20$ см, толщиной $h = 1$ см и параметром крутки $\alpha = 1$ м⁻¹. Матрицы инерции и жесткости удалось (преодолев некоторые трудности) вычислить в *Mathcad*, рассматривая вместо векторов и тензоров матрицы компонент в декартовой системе x, y, z и применяя как обычные вычислительные операции, так и символьные. Матрицы, оказались такими:

$$C = \begin{pmatrix} 3.44 \cdot 10^5 & 3.44 \cdot 10^4 & -713 \\ 3.44 \cdot 10^4 & 4.69 \cdot 10^3 & -72.2 \\ -713 & -72.2 & 26.3 \end{pmatrix},$$

$$M = \begin{pmatrix} 4.63 \cdot 10^{-4} & 2.46 \cdot 10^{-5} & -1.98 \cdot 10^{-6} \\ 2.46 \cdot 10^{-5} & 3.04 \cdot 10^{-4} & 1.23 \cdot 10^{-5} \\ -1.98 \cdot 10^{-6} & 1.23 \cdot 10^{-5} & -6.66 \cdot 10^{-7} \end{pmatrix}$$
(18)

Решив обобщенную задачу на собственные значения, найдем собственные частоты и формы:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 2.731 \cdot 10^4, \omega_2 = 1.94 \cdot 10^3, \omega_3 = 1.355 \cdot 10^4; \\ \Phi_1 &= (-0.882 \quad -0.022 \quad -1), \\ \Phi_2 &= (0.045 \quad -0.469 \quad -1), \\ \Phi_3 &= (6.2 \cdot 10^{-3} \quad -0.042 \quad 1) \end{aligned}$$
(19)

Очевидно, вторая форма соответствует колебаниям лопатки в направлении малой жесткости. Первая же и третья формы определяют колебания с большой жесткостью и с проявлением деформаций в плоскости сечения.

Заключение

Итак, в работе рассмотрены соотношения теории колебаний коротких лопаток как оболочек типа геликоида. Из уравнений общей теории в тензорной форме выведены выражения компонент деформаций, по которым далее вычисляется потенциальная энергия. Предложены уравнения Лагранжа динамики оболочек, в которых роль обобщенных координат играют коэффициенты аппроксимации перемещений. Используются средства *Mathcad* – как численные, так и символьные. Представлен пример расчета с модальным анализом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф. и др. Динамика авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
2. Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.
3. Bloch, H. P., Singh, M. P. Steam Turbines: Design, Applications and Relating. McGraw-Hill, 2009. 433 p.
4. Leyzerovich A. S. Wet-Steam Turbines for Nuclear Power Plants. Penn Well, 2005. 481 p.

5. Ильченко Б.В., Гиззатуллин Р.З., Яруллин Р.Р. Анализ напряженно-деформированного состояния лопаток турбины при эксплуатационном нагружении. // Труды Академэнерго. 2011. № 3. С. 74 – 81.
6. Магеррамова Л.А. Расчетные методы увеличения ресурса рабочих лопаток авиационных газовых турбин. // Вестник Московского авиационного института. 2013.Т. 20. № 1. С. 58 – 70.
7. Мельникова Г.В., Шорр Б.Ф., Сальников А.В., Нигматуллин Р.З. Автоматизированная динамическая оптимизация рабочих лопаток турбин газотурбинных двигателей. // Вестник Московского авиационного института. 2014. Т. 21. № 1. С. 76 – 85.
8. Леонов В.П., Счастливая И.А., Иголкина Т.Н., Кикинов К.И., Кропотов В.А., Трошин А.Н. Использование метода конечных элементов для моделирования напряженно-деформированного состояния при создании длиномерных турбинных лопаток из высокопрочных титановых сплавов. // Вопросы материаловедения. 2013. № 4 (76). С. 50 – 60.
9. Елисеев В.В. Москалец А.А. Колебания турбинных лопаток как естественно закрученных стержней // Современное машиностроение. Наука и образование. № 4. 2014. С. 344-350.
10. Елисеев В.В., Москалец А.А., Оборин Е.А. Анализ деформаций турбинных лопаток на основе полной одномерной модели // Тяжелое машиностроение. 5 / 2015. С. 35-39.
11. Елисеев В.В., Москалец А.А., Оборин Е.А. Применение уравнений Лагранжа для расчета колебаний лопаток // Справочник. Инженерный журнал. 8/ 2015. С. 21-24.
12. Елисеев В.В., Москалец А.А. Расчетный метод построения диаграмм Кемпбелла для турбинных лопаток // Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 413-420.
13. Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. One-dimensional models in turbine blades dynamics. // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. Т. 9. P. 93-104.
14. Pietraszkiewicz, W. 1989. Geometrically nonlinear theories of thin elastic shells. // Advances in Mechanics. 1989. 12(1): 51-130.
15. Новожилов В.В., Черных К.Ф., Михайловский Е.И. Линейная теория тонких оболочек. Л.: «Политехника». 1991. 656 с.
16. Елисеев В.В. Механика упругих тел. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 2003. 336 с.
17. Еремеев В.А., Зубов Л.М. Механика упругих оболочек. М.: Наука. 2008. 288 с.
18. V. Eliseev, Yu. Vetyukov. Finite deformation of thin shells in the context of analytical mechanics of material surfaces.// Acta Mechanica, Vol.209, № 1 (2010), 43-57.

19. Елисеев В.В., Ветюков Ю.М., Зиновьева Т.В. Дивергенция геликоидальной оболочки в трубе с текущей жидкостью // ПМТФ, 2011. Т. 52. № 3. С. 143-152.
20. Кирьянов Д.В. Mathcad 14. СПб.: БХВ-Петербург. 2007. 704 с.

V.V. Eliseev, A.A. Moskalets

VIBRATIONS OF TURBINE BLADES AS ELASTIC SHELLS

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

We consider vibrations of short turbine blades which have the length and the width of the same order of magnitude. We use the modern variant of the classic Kirchhoff shells based on Lagrange mechanics. The equations in components are derived from tensor equations with account for natural twist of the blade. We take displacement approximation with coefficients being generalized coordinates of the Lagrange equations. The algorithm of calculations with computer mathematics is proposed, it includes evaluation of the generalized masses and stiffnesses. We present a benchmark example with the shell modal analysis.

Key words: turbine blades, theory of shells, direct tensor calculus, equations in components, displacement approximation, computer mathematics, Lagrange equations, modal analysis.

[1] REFERENCES

- [2] Bauehr V.O., Birger I.A., Shorr B.F. i dr. Dinamika aviatsionnyh gazoturbinnnyh dvigateley. M.: Mashinostroenie, 1981. – 232 p.
- [3] Levin A.V., Borishanskiy K.N., Konson E.D. Prochnost' i vibratsiya lopatok i diskov parovyh turbin. L.: Mashinostroenie, 1981. – 710 p.
- [4] Bloch, H. P., Singh, M. P. Steam Turbines: Design, Applications and Relating. McGraw-Hill, 2009. 433 p.
- [5] Leyzerovich A. S. Wet-Steam Turbines for Nuclear Power Plants. Penn Well, 2005. 481 p.
- [6] Il'chenko B.V., Gizzatullin R.Z., Jarullin R.R. Analiz napriazhenno-deformirovannogo sostoyaniya lopatok turbiny pri ekspluatatsionnom nagruzhении. // Trudy Akademenergo. 2011. № 3. P. 74-81.
- [7] Magerramova L.A. Raschetnye metody uvelicheniya resursa rabochih lopatok aviacionnyh gazovyh turbin. // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. 2013. Vol. 20. № 1. P. 58-70.

- [8] Mel'nikova G.V., Shorr B.F., Sal'nikov A.V., Nigmatullin R.Z. Avtomatizirovannaya dinamicheskaya optimizatsiya rabochih lopatok turbin gazoturbinnih dvigateley. // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. 2014. Vol. 21. № 1. P. 76-85.
- [9] Leonov V.P., Schastlivaja I.A., Igol'kina T.N., Kikinov K.I., Kropotov V.A., Troshin A.N. Ispol'zovanie metoda konechnykh elementov dlya modelirovaniya napriazhenno-deformirovannogo sostoyaniya pri sozdanii dlinnomernykh turbinnih lopatok iz vysokoprochnykh titanovykh splavov. // Voprosy materialovedeniya. 2013. № 4 (76). P. 50-60.
- [10] Eliseev V.V., Moskalets A.A. Kolebaniya turbinnih lopatok kak estestvenno zakruchennykh sterzhney // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. № 4. 2014. P. 344-350.
- [11] Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. Analiz deformatsiy turbinnih lopatok na osnove polnoy odnomernoy modeli // Tyazheloe mashinostroenie, 2015. – № 5 – P. 35-39.
- [12] Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. Primenenie uravneniy Lagranzha dlya rascheta kolebaniy lopatok // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem, 2015. – №8. – P. 21-24.
- [13] Eliseev V.V., Moskalets A.A. Raschetny metod postroyeniya diagram Kempbella dlya turbinnih lopatok // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka I obrazovanie. 2016. № 5. P. 413-420.
- [14] Eliseev V.V., Moskalets A.A., Oborin E.A. One-dimensional models in turbine blades dynamics. // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. Vol. 9. P. 93-104.
- [15] Pietraszkiewicz, W. 1989. Geometrically nonlinear theories of thin elastic shells. // Advances in Mechanics. 1989. 12(1): 51-130.
- [16] Novozhilov V.V., Chernykh K.F., Mihaylovskiy E.I. Linejnaya teoriya tonkih obolochek. L.: «Politehnika». 1991. 656 p.
- [17] Eliseev V.V. Mehanika uprugih tel. SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2003. – 336 p.
- [18] Eremeev V.A., Zubov L.M.: Mekhanika uprugih obolochek. Moscow. Nauka, 2008. 280 p.
- [19] V. Eliseev, Yu. Vetyukov. Finite deformation of thin shells in the context of analytical mechanics of material surfaces.// Acta Mechanica, Vol.209, № 1 (2010), 43-57.
- [20] V. Eliseev, Yu. Vetyukov, T. Zinovieva. Divergentsiya gelikoidal'noy obolochki v trube s tekushey zhidkost'yu // PMTF, 2011. Vol. 52. № 3. P. 143-152.
- [21] Kir'yanov D.V. Mathcad 14. SPb.: BHV-Peterburg, 2007. – 704 p.

МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ КАК ОДНОМЕРНОГО И ТРЕХМЕРНОГО ТЕЛА



Татьяна Владимировна Зиновьева, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251,
Россия.
Тел.: (812) 552-7770,
E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com



Артем Анатольевич Москалец, аспирант
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251,
Россия.
Тел.: (951) 642-7104,
E-mail: artem.moskalec@gmail.com

Аннотация

Рассматриваются колебания лопатки турбины с использованием двух моделей: естественно-закрученного стержня и трехмерного тела. Форма лопатки задана массивом координат нескольких сечений. Поставлены и решены разностным методом краевые задачи для мод свободных колебаний. Построена компьютерная модель лопатки как трехмерного тела и проведен ее модальный анализ в программе Ansys. Собственные частоты, найденные по двум моделям, сравниваются при различных значениях относительной длины лопатки.

Ключевые слова: турбинная лопатка, естественно-закрученные стержни, собственные частоты, метод конечных элементов, метод конечных разностей.

Рабочие лопатки турбомашин подвержены воздействию различных нестационарных сил со стороны обтекающего их потока влажного пара, а также диска и ротора турбины [1,2]. Особенностью возмущающей нагрузки является ее периодичность вследствие вращения ротора. Для обеспечения прочности необходимо не допустить резонансных колебаний [3,4]. Определение собственных частот остается остроактуальным. Этот вопрос рассмотрен в работах [5-9].

Турбинная лопатка имеет малую относительную толщину. В работе [10] показано, что в этом случае уравнения трехмерной теории упругости расщепляются на одномерную задачу вдоль осевой координаты и двумерные в сечении. Поэтому лопатку можно рассматривать как упругий стержень, характеристики которого заданы геометрией сечений.

По данной тематике уже имеется литература [11,12], где представлена методика расчета лопатки как естественно-закрученного стержня. Однако в этих работах отсутствует сравнительный анализ результатов с моделью лопатки как трехмерного тела. Этому сравнению и посвящена данная работа.

Объектом исследования служит лопатка турбинной установки, геометрия которой задана массивами декартовых координат нескольких поперечных сечений и массивом осевых координат самих сечений.

Расчет собственных колебаний лопатки как стержня выполнен на основе теории упругих стержней. Получена система дифференциальных уравнений и ее численное решение для свободных колебаний естественно-закрученного стержня. Для нахождения численных результатов на основе аналитических расчетов построены процедуры в системе компьютерной математики Mathematica.

При определении собственных частот лопатки как трехмерного тела использован метод конечных элементов, реализованный в программе Ansys. Проведено сравнение первых четырех собственных изгибных частот лопатки, найденных по двум моделям.

1. Уравнения классической линейной теории стержней

В первой части работы турбинная лопатка моделируется упругим стержнем. Уравнения классической линейной теории стержней надежно установлены [10]:

$$\mathbf{Q}' + \mathbf{q} = \rho \ddot{\mathbf{u}}, \mathbf{M}' = \mathbf{Q} \times \mathbf{k}, \boldsymbol{\theta}' = \mathbf{A} \cdot \mathbf{M}, \mathbf{u}' = \boldsymbol{\theta} \times \mathbf{k}. \quad (1)$$

Стержни рассматриваются как материальные линии, частицы которых являются элементарными твердыми телами с векторами перемещения \mathbf{u} и малого поворота $\boldsymbol{\theta}$. Форма стержня как линии задается зависимостью радиус-вектора $\mathbf{r}(s)$ от дуговой координаты. Штрих в (1) означает дифференцирование по s . Векторы \mathbf{Q}, \mathbf{M} определяют силовое и

моментное взаимодействие между частицами стержня. Нагрузкой является распределенная по длине сила q . Вектор $k = r'$ – это орт касательной к оси стержня, ρ – его погонная масса. Тензор второго ранга A характеризует упругую податливость стержня на изгиб и кручение.

Первое уравнение в системе (1) выражает баланс импульса (второй закон Ньютона для элемента стержня). Второе уравнение – это баланс моментов. Третье – соотношение упругости между векторами момента и деформации изгиба-кручения θ' . Четвертое уравнение связывает перемещение и поворот в случае отсутствия растяжения и сдвига, характерном для классической теории стержней.

Для решения задачи (1) необходимо сначала определить геометрические характеристики заданных сечений, а по ним с помощью интерполяции – упругие свойства стержня.

Профильная часть рабочей лопатки моделируется прямым естественно-закрученным стержнем несимметричного сечения (рисунок 1), форма которого зависит от осевой координаты.

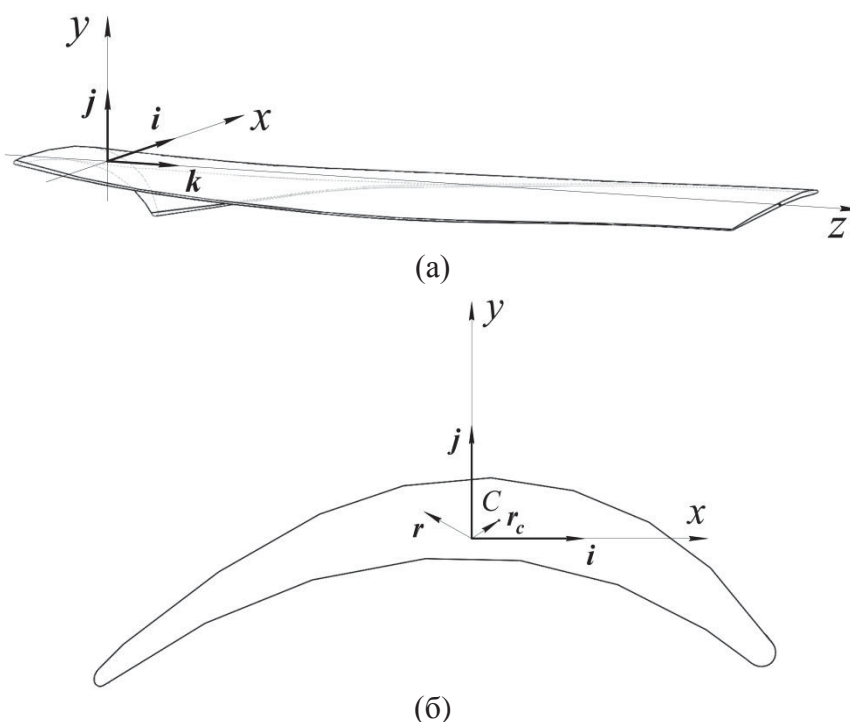


Рис. 1. Лопатка (1а) и ее сечение (1б)

Как показано в работе [10], податливость стержня на изгиб определяется из решения задачи Сен-Венана для трехмерного цилиндра:

$$A = a_{\perp}^{-1}, \quad a_{\perp} = EI, \quad I = -k \times \int (r - r_c)(r - r_c) dF \times k, \quad (2)$$

Здесь a_{\perp} – тензор жесткости стержня на изгиб, I – центральный тензор инерции поперечного сечения, k – орт оси стержня, r – радиус-вектор произвольной точки сечения, r_c – радиус-вектор центра масс, E –

модуль Юнга, F – площадь. Во введенной системе координат тензор инерции примет вид:

$$\mathbf{I} = I_x \mathbf{ii} + I_y \mathbf{jj} + I_{xy} (\mathbf{ij} + \mathbf{ji}), \quad (3)$$

где введены обозначения осевых $I_x \equiv \int (y - y_c)^2 dF$, $I_y \equiv \int (x - x_c)^2 dF$ и центробежного $I_{xy} \equiv -\int (x - x_c)(y - y_c) dF$ моментов инерции сечения.

Отметим, что брать эти интегралы нет необходимости. Для определения геометрических характеристик сечений целесообразно воспользоваться возможностями предоставляемыми современными CAD/CAE-системами.

В данной работе использовались встроенные функции препроцессора программы Ansys. Геометрия лопатки задана массивами декартовых координат $\{x_i, y_i\}$ семи ее сечений, по этим координатам в препроцессоре легко строится линия границы и сама двумерная область. Всю необходимую для последующего анализа информацию по построенному сечению можно получить с помощью команды ASUM: площадь сечения, координаты центра масс, центральные моменты инерции. Эти данные использованы далее для расчета податливостей естественно-закрученного стержня. Для упрощения процесса вычислений характеристик всех сечений удобнее написать макрокоманду на внутреннем языке Ansys APDL [13].

Для обращения тензора инерции представим его в виде матрицы компонент в декартовой системе x, y :

$$\mathbf{I} = \begin{pmatrix} I_x & I_{xy} \\ I_{xy} & I_y \end{pmatrix};$$

тогда матрица податливостей примет вид

$$\mathbf{A} = E^{-1} \frac{1}{(I_x I_y - I_{xy}^2)} \begin{pmatrix} I_y & -I_{xy} \\ -I_{xy} & I_x \end{pmatrix},$$

а тензор податливостей стержня на изгиб

$$\mathbf{A} = A_x \mathbf{ii} + A_y \mathbf{jj} + A_{xy} (\mathbf{ij} + \mathbf{ji}), \quad (4)$$

где $A_x = \beta I_y$, $A_y = \beta I_x$, $A_{xy} = -\beta I_{xy}$, $\beta = E^{-1} (I_x I_y - I_{xy}^2)^{-1}$.

Компоненты податливости вычисляются во всех семи сечениях и интерполируются по координате z в системе компьютерной математики Mathematica [14]. Аналогично строятся зависимости погонной массы $\rho = \rho_v F$, где ρ_v – объемная плотность материала. Расчеты проводились для лопатки из материала с модулем упругости $E = 183$ ГПа и объемной плотностью 8500 кг/м³. Графики погонной массы и компонент податливостей для лопатки длиной 1 м показаны на рисунке 2.

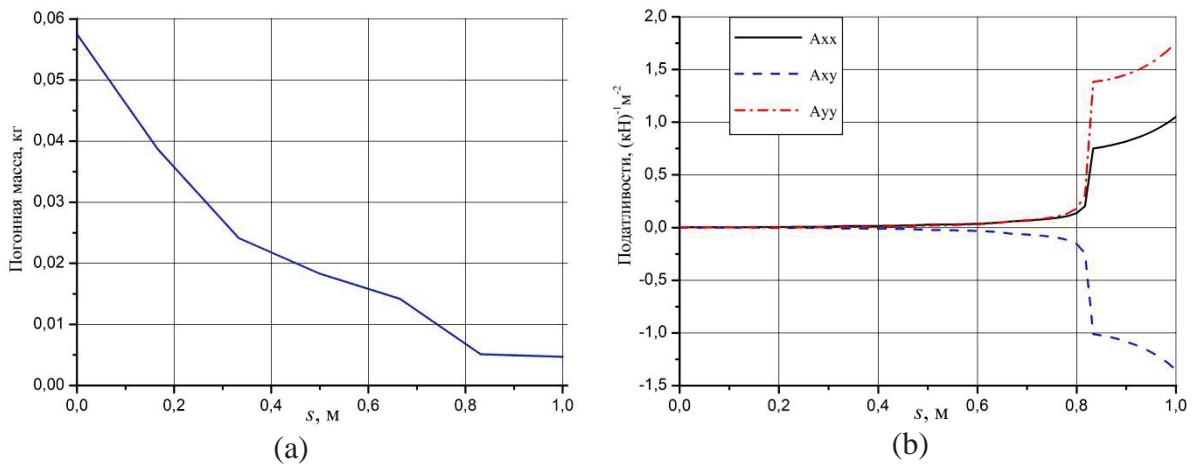


Рис. 2. Зависимости от осевой координаты погонной массы (а) и податливостей лопатки на изгиб (б)

2. Система уравнений изгиба лопатки и ее численное решение

С вычисленными значениями податливостей (4) уравнения (1) сведутся к системе для связанного изгиба стержня в двух плоскостях x, z и y, z :

$$\begin{aligned} Q'_x &= -q_x + \rho \ddot{u}_x, Q'_y = -q_y + \rho \ddot{u}_y, M'_x = Q_y, M'_y = -Q_x, \\ \theta'_x &= A_x M_x + A_{xy} M_y, \theta'_y = A_{xy} M_x + A_y M_y, u'_x = \theta_y, u'_y = -\theta_x. \end{aligned} \quad (5)$$

Рассмотрим задачу о свободных колебаниях лопатки. Решение системы (5) при отсутствии внешней нагрузки будем искать в виде пропорциональном $\sin \omega t$, тогда для амплитуд получим систему:

$$\begin{aligned} \bar{Q}'_x &= -\omega^2 \rho \bar{u}_x, \bar{Q}'_y = -\omega^2 \rho \bar{u}_y, \bar{M}'_x = \bar{Q}_y, \bar{M}'_y = -\bar{Q}_x, \\ \bar{\theta}'_x &= A_x \bar{M}_x + A_{xy} \bar{M}_y, \bar{\theta}'_y = A_{xy} \bar{M}_x + A_y \bar{M}_y, \bar{u}'_x = \bar{\theta}_y, \bar{u}'_y = -\bar{\theta}_x. \end{aligned} \quad (6)$$

Эти уравнения могут быть переписаны в матричном виде

$$Y'(s) = f(Y), \quad Y = (\bar{Q}_x, \bar{Q}_y, \bar{M}_x, \bar{M}_y, \bar{\theta}_x, \bar{\theta}_y, \bar{u}_x, \bar{u}_y)^T. \quad (7)$$

Уравнения (7) необходимо дополнить граничными условиями, будем считать, что один конец лопатки зашпелен, а второй свободен:

$$\begin{aligned} z = 0: \quad & \bar{\theta}_x = \bar{\theta}_y = 0, \bar{u}_x = \bar{u}_y = 0, \\ z = L: \quad & \bar{Q}_x = \bar{Q}_y = 0, \bar{M}_x = \bar{M}_y = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Краевая задача (7) – (8) решается методом конечных разностей, система ОДУ имеет восьмой порядок, как и в случае колебаний оболочек, схема решения подробно описана в работе [15]. Функции $\bar{Q}_x \dots \bar{u}_y$ непрерывного аргумента заменяются сеточными функциями $(\bar{Q}_x)_i \dots (\bar{u}_y)_i$ ($i = 0, 1, \dots, N$). После аппроксимации дифференциальных уравнений

разностными, приходим к однородной системе линейных алгебраических уравнений:

$$B(\omega)\Upsilon = 0, \quad \Upsilon = \left(\{\bar{Q}_x\}_i, \dots, \{\bar{u}_y\}_i \right)^T, \quad (i = 0, 1, \dots, N). \quad (9)$$

Значения ω , при которых система (9) имеет нетривиальное решение – собственные частоты стержня, так будет при условии

$$\text{Det } B(\omega) = 0. \quad (10)$$

Корни уравнения (10) могут быть найдены, например, методом деления отрезка пополам [16]. Изложенная схема была реализована в пакете Mathematica.

3. Сравнение результатов с трехмерной моделью лопатки

Трехмерные модели лопатки были построены в программе Solidworks. Конечно-элементная сетка строилась непосредственно в программе Ansys, были использованы 10-ти узловые тетраэдральные конечные элементы SOLID 187 с квадратичной аппроксимацией перемещений [17]. Материал лопатки имеет модуль упругости $E = 183$ ГПа, коэффициент Пуассона 0.27 и объемную плотность 8500 кг/м³.

Модальный анализ был проведен методом Ланцоша для четырех моделей лопатки, отличающихся длиной. На рисунке 3 представлена зависимость первых четырех изгибных частот лопатки от ее относительной длины $\lambda \equiv d/L$, где d – размер корневого сечения, L – длина лопатки.

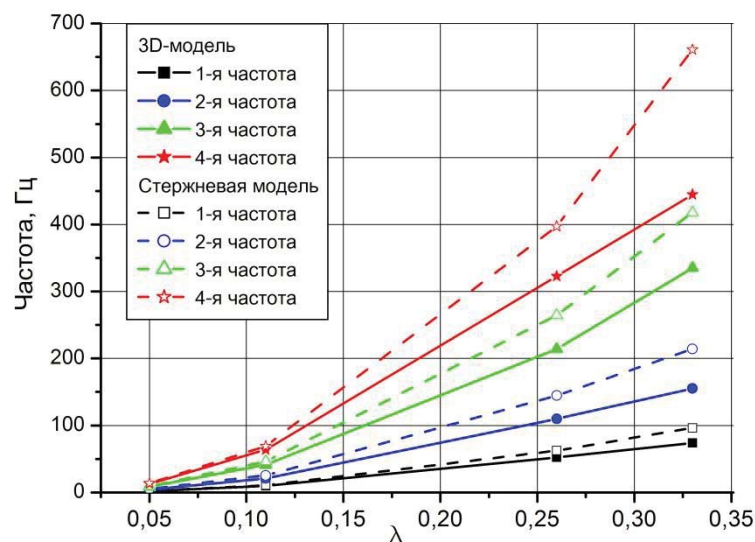


Рис. 3. Частоты лопатки, найденные по стержневой и трехмерной модели

На том же рисунке показаны значения частот, найденные для одномерной модели по формулам п. 2. Как и ожидалось, с увеличением относительной толщины лопатки расхождение по двум моделям увеличивается.

Стержневая модель дает завышенные значения, это можно объяснить тем, что в одномерной модели не была учтена податливость лопатки на сдвиг и растяжение.

На рисунке 4 показаны собственные формы колебаний лопатки с относительной длиной $\lambda \equiv 0.26$, соответствующие первым четырем изгибным частотам.

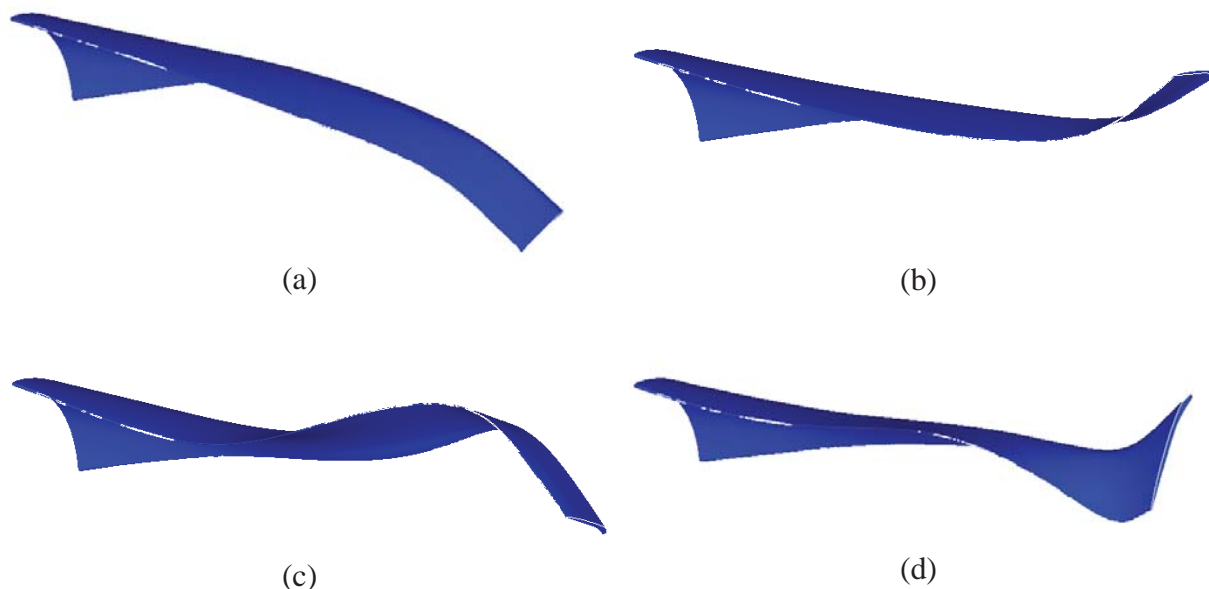


Рис. 4. Формы лопатки, соответствующие первой (a), второй (b), третьей (c) и четвертой (d) изгибной собственной частоте

Для более точного сравнения частот, найденных по одномерной (f_{1D}) и трехмерной (f_{3D}) модели, было посчитано их относительное расхождение:

$$\Delta \equiv \frac{(f_{1D} - f_{3D})}{f_{1D}} \cdot 100\%,$$

оно показано на рисунке 5.

Оказалось, что это расхождение сильно зависит не только от относительной толщины лопатки, но и от номера частоты. Так, при толщине λ меньше 0.17 обе модели дают наиболее близкие значения четвертой частоты ($\Delta < 11\%$), тогда как расхождение по второй частоте составляет 17 – 20%. Эта зависимость может объясняться тем, что в собственных формах, соответствующих некоторым частотам лопатки, деформации сдвига и растяжения весьма существенны и их стоит учитывать.

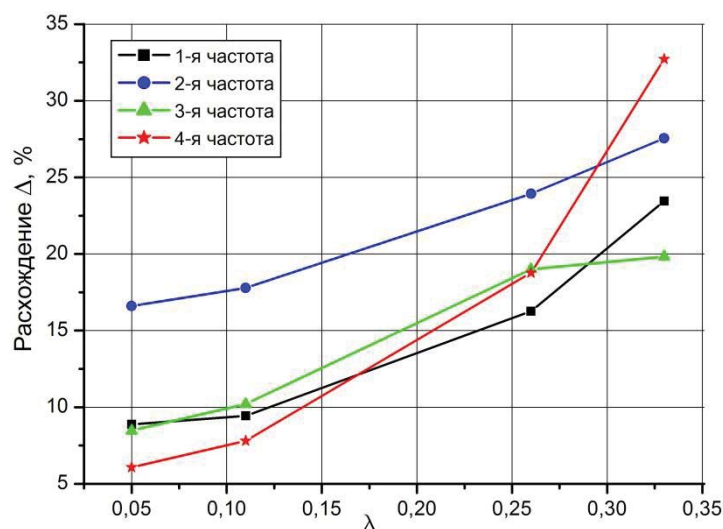


Рис. 5. Расхождение между частотами, найденными по стержневой и трехмерной модели

Таким образом, расчеты показали необходимость учета податливости лопатки на сдвиг и растяжение для более точного нахождения собственных изгибных частот, особенно второй частоты.

Заключение

В работе проведен модальный анализ турбинной лопатки как одномерного и трехмерного тела. В первом случае использована математическая постановка для прямолинейного естественно-закрученного стержня, определены его упругие характеристики и выполнен расчет собственных частот посредством решения системы ОДУ методом конечных разностей. Модальный анализ трехмерной модели лопатки проведен методом конечных элементов в программе Ansys.

Сравнение собственных изгибных частот, найденных по двум моделям, показало, что для лопатки с относительной длиной λ меньше 0,1 расхождение результатов расчета не превышает 10% для первой, третьей и четвертой частот и 17% для второй частоты.

Это позволяет рекомендовать разработанную методику расчета турбинной лопатки как стержня для использования в проектировочной практике, поскольку она позволяет значительно экономить время. Однако методика требует уточнения в виде учета податливости лопатки на сдвиг и растяжение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для студентов вузов по специальности «Турбиностроение». – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

2. *Bloch H.P., Singh M.P. Steam Turbines: Design, Application, and Re-Rating.* – McGraw Hill Professional, 2009. – 433 p.
3. *Левин А.В., Боршанский К.Н., Консон Е.Д.* Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. –Л.: Машиностроение, 1981.–710 с.
4. Машиностроение. Энциклопедия / под ред. К.В. Фролова. Том 1-3, Книга 2. Динамика и прочность машин. Теория машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1995. – 622 с.
5. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / В.О. Бауэр [и др.] – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
6. *Бидерман В.Л.* Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
7. Вибрации в технике; Справочник. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.
8. *Воробьев Ю.С., Шульженко Н.Г.* Исследование колебаний систем элементов турбоагрегатов. – Киев: Наукова думка, 1978. – 134 с.
9. *Жирицкий Г.С., Стрункин В.А.* Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.
10. *Елисеев В. В.* Механика упругих тел. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. – 336 с.
11. *V.V. Eliseev, A.A. Moskalets, E.A. Oborin. One-dimensional models in turbine blades dynamics // Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint-Petersburg, Russia, June 2014.* – Cham, Springer, 2016. – P. 93-104.
12. *В.В. Елисеев, А.А. Москалец. Колебания турбинных лопаток как естественно закрученных стержней // Материалы 4-ой международной научно-практической конференции “Современное машиностроение. Наука и образование”.* – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 344-350.
13. *Елисеев К.В., Зиновьева Т.В.* Вычислительный практикум в современных CAE-системах: Учеб. пособие. – СПб.: Изд-во СПбПУ, 2008. – 112 с.
14. *Borwein J.M., Skerritt M.B.* An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.
15. *T.V. Zinovieva. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering.* – Published by Springer International Publishing Switzerland, 2017. – P. 165-176.
16. *Chapra S.C., Canale R.P.* Numerical Methods for Engineers. – McGraw-Hill Education, New York, 2014. – 992 p.
17. ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 15.0

MODAL ANALYSIS OF TURBINE BLADE AS ONE AND THREE DIMENSIONAL BODY

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The oscillations of the turbine blade are considered using two models: a naturally twisted rod and a three-dimensional body. The shape of the blade is specified by an array of coordinates of several sections. The boundary value problems for the modes of free oscillations are obtained and solved by the difference method. A computer model of the blade as a three-dimensional body is constructed and its modal analysis is performed in the Ansys program. The natural frequencies found from the two models are compared for different values of the relative length of the blade.

Key words: turbine blades, naturally twisted rods, natural frequencies, finite element method, finite difference method.

REFERENCES

- [1] *Kostyuk A. G.* Dynamics and strength of turbine engines. Textbook. – M.: Mashinostroyenie, 1982. – 264 p. (rus.)
- [2] *Bloch H.P., Singh M.P.* Steam Turbines: Design, Application, and Re-Rating. – McGraw Hill Professional, 2009. – 433 p.
- [3] *Levin A.V., Borishanskiy K.N., Konson E.D.* Strength and vibration of blades and disks of steam turbines. – L.: Mashinostroyenie, 1981. – 710 p. (rus.)
- [4] Mechanical engineering. Encyclopedia / ed. by K.V. Frolov. V. 1-3, Book 2. Dynamics and strength of machines. Theory of machines and mechanisms. – M.: Mashinostroyenie, 1995. – 622 p. (rus.)
- [5] Dynamics of aviation gas turbine engines / V.O. Bauer [et al] – M.: Mashinostroyenie, 1981. – 232 p. (rus.)
- [6] *Biderman V.L.* Theory of mechanical vibrations. – M.: Vysshaya shkola, 1980. – 408 p. (rus.)
- [7] Vibrations in technics; Handbook. V.3. Vibrations of machines, constructions and their elements / ad. by F.M. Dimetberg and K.S. Kolesnikov – M.: Mashinostroyenie, 1980. – 544 p. (rus.)
- [8] *Vorobiev Yu.S., Shulzhenko N.G.* Investigation of oscillations of turbine machines elements systems. – Kiev: Naukova Dumka, 1978. – 134 p. (rus.)
- [9] *Zhiritskiy G.S., Strunkin V.A.* Design and strength calculation of parts of steam and gas turbines. – M.: Mashinostroyenie, 1968. – 520 p. (rus.)

- [10] *Eliseev V. V.* Mechanics of elastic bodies. – Saint-Petersburg: Saint-Petersburg State Polytechn. University Publishing House, 2003. – 336 p. (rus.)
- [11] *V.V. Eliseev, A.A. Moskalets, E.A. Oborin.* One-dimensional models in turbine blades dynamics // Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint-Petersburg, Russia, June 2014. – Cham, Springer, 2016. – P. 93-104.
- [12] *V.V. Eliseev, A.A. Moskalets.* Vibrations of turbine spades as naturally twisted rods // Materials of 4th international scientific and practical conference “Modern Engineering: Science and Education”. – Saint-Petersburg: Saint-Petersburg Polytechn. University Publishing House, 2014. – C. 344-350. (rus.)
- [13] *Eliseev K.V., Zinovieva T.V.* Computational practical course in modern CAE-systems: Textbook. – Saint-Petersburg: Saint-Petersburg State Polytechn. University Publishing House, 2008. – 112 p. (rus.)
- [14] *Borwein J.M., Skerritt M.B.* An introduction to modern mathematical computing: with Mathematica. – Springer, 2012. – Vol. XVI. – 224 p.
- [15] *T.V. Zinovieva.* Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations // Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. – Published by Springer International Publishing Switzerland, 2017. – P. 165-176.
- [16] *Chapra S.C., Canale R.P.* Numerical Methods for Engineers. – McGraw-Hill Education, New York, 2014. – 992 p.
- [17] ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 15.0

РЕАКЦИИ В ОПОРАХ МНОГООПОРНЫХ ВАЛОВ МОТОР-РЕДУКТОРОВ



Александр Сергеевич Иванов, д.т.н., профессор
Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва

Тел: (917)501-50-88, E-mail: a-s-ivanov@yandex.ru



Ткаченко Константин Тарасович, студент
Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва

Тел:(985)887-83-01, E-mail:konstantintkatschenko@mail.ru

Аннотация

Для трех и четырехопорных валов мотор-редукторов изложен метод приближенного расчета реакций в опорах.

Ключевые слова: реакция в опоре, мотор-редуктор, изгибная податливость вала

В машинах широко распространено применение двухопорных валов. Реакции в опорах этих валов легко рассчитать [1, 2] вследствие статической определимости системы. В зарубежных конструкциях мотор-редукторов часто вал устанавливают на три или четыре опоры. Расчет реакций в таких опорах осложнен статической неопределимостью системы и возможной неточностью изготовления узлов мотор редуктора, приводящей к радиальным смещениям опор, что увеличивает на них нагрузки. Работа посвящена разработке приближенного расчета реакций, возникающих в опорах многоопорных валов мотор-редукторов. Приближенность расчета следует из допущения, что податливость опор много меньше изгибной податливости вала.

Корпус редуктора – наиболее сложная для изготовления и затратная деталь мотор-редуктора. Чтобы удешевить изготовление мотор-редуктора, многие зарубежные фирмы (SEW Eurodrive, Nord, Chenta, Rotor, Siemens, Rossi и др.) идут по пути использования одинакового корпуса для двухступенчатых и трехступенчатых цилиндрических мотор-редукторов. На рис. 1 представлен мотор-редуктор фирмы SEW Eurodrive, а на рис. 2 и рис. 3 его вид спереди и развертки по осям валов для случая его двухступенчатого и трехступенчатого исполнений. Из сопоставления рис. 2 и рис. 3 следует, что промежуточный вал 1 редуктора сделан длинным с целью возможности размещения на нем зубчатого колеса как вблизи левой опоры в случае двухступенчатого исполнения редуктора, так и расположив его ближе к середине вала в случае трехступенчатого исполнения. Для уменьшения перекосов вала в зубчатых зацеплениях и в опорах промежуточный вал 1 мотор-редукторов SEW Eurodrive, Nord [3], Chenta и Rotor установлен на трех опорах. Расчетная схема такого вала приведена на рис. 4.



Рис. 1. Цилиндрический мотор-редуктор фирмы SEW Eurodrive

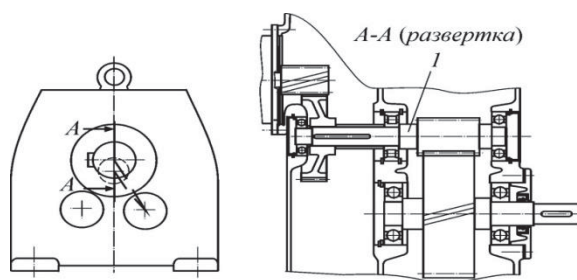


Рис. 2. Вид спереди на мотор-редуктор фирмы SEW Eurodrive и развертка его по осям валов для случая двухступенчатого исполнения

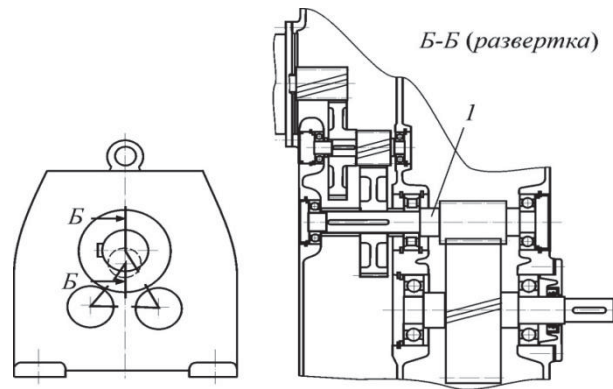


Рис. 3. Вид спереди на мотор-редуктор фирмы SEW Eurodrive и развертка его по осям валов для случая трехступенчатого исполнения

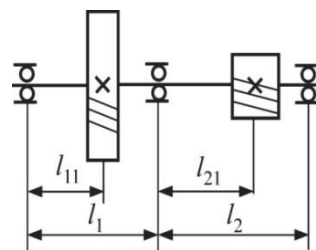


Рис. 4. Расчетная схема трехопорного вала

Быстроходный вал планетарных мотор-редукторов фирм ZF (рис. 5), APEX, Alpha, Micron, Neugart и др., на котором установлена солнечная шестерня, опирается на радиальный шариковый подшипник. Эту опору добавили в указанных мотор-редукторах для уменьшения вылета консоли расположения солнечной шестерни. Учитывая, что этот вал соединяется с валом двигателя клеммовым соединением (рис. 6), образующим соединение с натягом, получаем быстроходный вал планетарного мотор-редуктора, образующий после сборки редуктора с двигателем трехопорный вал с консольно установленной шестерней. Расчетная схема такого соединения представлена на рис. 7. В расчетной схеме предположено, что в электродвигателе, собранном с одинаковым по окружности ротора зазором между статором и ротором, не возникает одностороннего притяжения ротора к статору и поэтому принято, что радиальные нагрузки между первой и второй опорами отсутствуют.

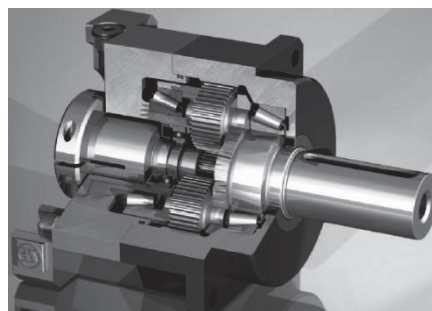


Рис. 5. Планетарный мотор-редуктор фирмы ZF

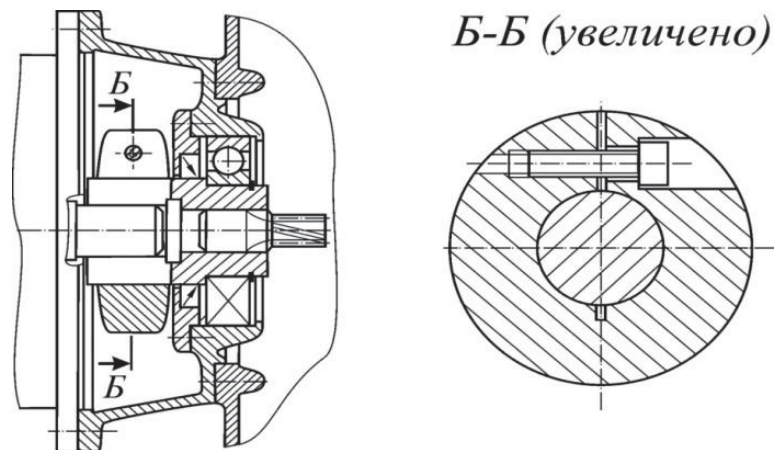


Рис. 6. Трехопорный вал (опоры вала двигателя не показаны) с шестерней, расположенной консольно

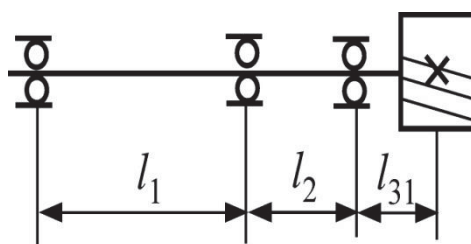


Рис. 7. Расчетная схема трехопорного вала с шестерней, расположенной консольно

В мотор-редукторах фирм GFC и Bockwoldt [4], Renold, Rossi, Pujol Muntola, ООО «Можга-редуктор», ОАО «Редуктор» и др. применяют соединение валов двигателя и редуктора (рис. 8), в котором вращающий момент передается шпонкой выходного конца вала двигателя, вставленного по скользящей посадке в расточку входного вала редуктора (соединение "вал в вал"). Такое соединение позволяет сократить по сравнению с соединением компенсирующей муфтой осевой габаритный размер мотор-редуктора, но при недостаточной точности изготовления его узлов существенно повышает нагрузки на опоры. При соединении "вал в вал" также опасаются возникновения фреттинга по посадочным поверхностям вала и отверстия, что может повлечь за собой потерю осевой подвижности соединения с последующими заклиниванием подшипников, вызванных исчезновением в них зазоров, или возникновением затруднений при демонтаже. С последним борются нанося при сборке на выходной конец вала двигателя противозадирную пасту. Для этого фирма SEW Eurodrive рекомендует при сборке наносить на контактирующие поверхности пасту NOCO, итальянские фирмы – пасту «Klüberpaste-46MR401», фирма Henkel – противозадирный состав Loctite 8009.

Расчетная схема четырехопорного вала представлена на рис. 9.

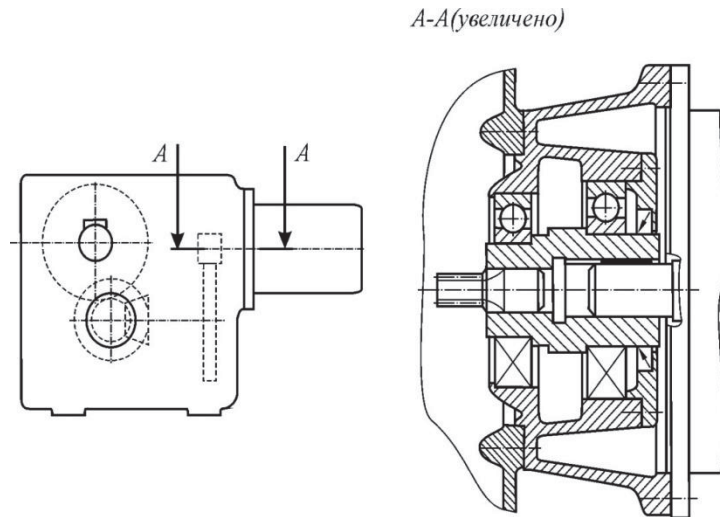


Рис. 8. Четырехопорный вал

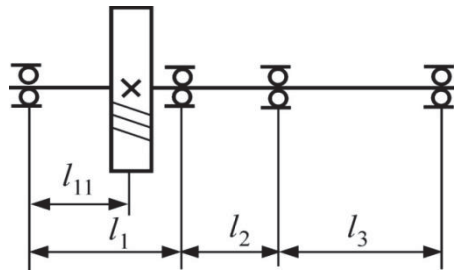


Рис. 9. Расчетная схема четырехопорного вала

Фирмы Swedrive (рис. 10), ZAE, Bonfiglioli [5] и др., изготавливающие мотор-редукторы, для снижения реакций в опорах, исключения фреттинга, влекущего за собой схватывания контактирующих поверхностей, используют для соединения валов двигателя и редуктора шлицевое соединение малой длины, что позволяет представлять соединение в расчетах как шарнир (рис. 11).

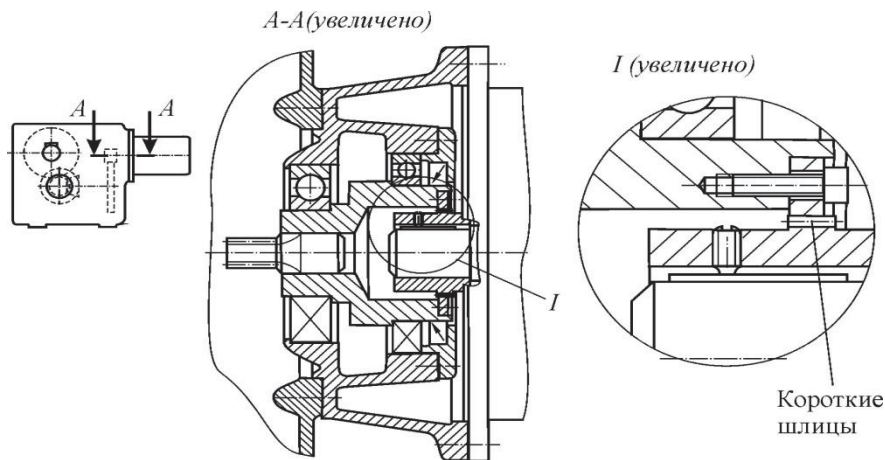


Рис. 10. Соединение валов двигателя и редуктора мотор-редуктора фирмы Swedrive короткими шлицами

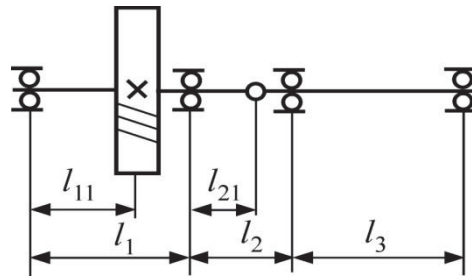


Рис. 11. Расчетная схема четырехопорного вала с шарниром

Итак, на рис. 4, рис. 7, рис. 9 и рис. 11 представлены четыре расчетные схемы валов и их соединений, применимые для расчета реакций в опорах трехопорных и четырехопорных исполнений валов мотор-редукторов. Реакции опор зависят от их перемещений, обусловленных изгибной податливостью вала и податливостью опор. Получим приближенные значения реакций (их верхние значения) в пренебрежении податливостью опор. В этом случае значения суммарных перемещений и связанных с ними реакций, согласно методу суперпозиции, есть сумма перемещений и реакций от составляющих этой суммарной нагрузки. Таким образом, например, реакции, создаваемые действующими нагрузками, в опорах трехопорного вала, на котором установлены косозубые колесо и шестерня (см. рис. 4) будут равны суммам четырех реакций, возникающих при нагружении вала: радиальной нагрузкой, создаваемой колесом (сумма окружной и радиальной составляющей силы в зацеплении); радиальной нагрузкой, создаваемой шестерней; изгибающим моментом, создаваемой колесом; изгибающим моментом, создаваемой шестерней.

С учетом сказанного, реакции в опорах валов для расчетных схем рис. 4, рис. 9 и рис. 11 можно находить по формулам таблицы, которые получены применением метода сил [6] для соответствующих статически-неопределимых систем. Так как в планетарном редукторе радиальные силы и изгибающие моменты, нагружающие солнечную шестерню силами, возникающими в зацеплениях с сателлитами, взаимно уравновешиваются, то реакциями от полезной нагрузки для расчетной схемы рис. 7 можно пренебречь. Поэтому расчетная схема рис. 7 таблицей не учтена. В таблице приняты обозначения: l_1 , l_2 , l_3 – расстояния между опорами; l_{11} – расстояние от первой опоры до нагрузки; l_{21} – расстояние между второй опорой и шарниром; d_1 – диаметр вала на длине l_1+l_2 у четырехопорного вала и на длине l_1+l_{21} у четырехопорного вала с шарниром; d_2 – диаметр вала на длине l_3 у четырехопорного вала и на длине $l_2-l_{21}+l_3$ у четырехопорного вала с шарниром; F – сила; M – изгибающий момент; E – модуль упругости 1-го рода.

Радиальные реакции от нагрузок

Схемы нагружения	Реакции от нагрузок в опорах			
	A	B	C	D
	R_A	R_B	R_C	R_D
	$F - R_B - R_C$	A	$-R_B l_1 / (l_1 + l_2)$	—
	$F - R_B - R_C$	B	$-R_B l_1 / (l_1 + l_2)$	—
	$F - R_B - R_C$	C	$-R_B l_1 / (l_1 + l_2)$	—
	$F - R_B - R_C - R_D$	$\{-O - N[(ON - PD)/(KD - N^2)]\} / D$	$(ON - PD) / (KD - N^2)$	$-[R_B l_1 + R_C(l_1 + l_2)] / (l_1 + l_2 + l_3)$
	$F - R_B - R_C - R_D$	$\{-Q - N[(QN - SD)/(KD - N^2)]\} / D$	$(QN - SD) / (KD - N^2)$	$-[R_B l_1 + R_C(l_1 + l_2)] / (l_1 + l_2 + l_3)$
	$F - R_B - R_C - R_D$	$\{-T - N[(TN - UD)/(KD - N^2)]\} / D$	$(TN - UD) / (KD - N^2)$	$-[R_B l_1 + R_C(l_1 + l_2)] / (l_1 + l_2 + l_3)$
	$F - R_B$	$[F l_{11} - V(l_1 + l_{21})] / l_1$	$V(l_2 - l_{21} + l_3) / l_3$	$V - R_C$
	$F - R_B$	$[F l_{11} - X(l_1 + l_{21})] / l_1$	$X(l_2 - l_{21} + l_3) / l_3$	$X - R_C$
	$F - R_B$	$[F l_{11} - Z(l_1 + l_{21})] / l_1$	$Z(l_2 - l_{21} + l_3) / l_3$	$Z - R_C$

$$\begin{aligned}
A &= Fl_{11} \{ l_{11}^2(l_1 - l_{11} + l_2) + l_2^2 l_1 + 3l_2(l_1 - l_{11})(l_1 + l_{11})/2 + 3(l_1 - l_{11})^3 [l_{11} + (l_1 - l_{11})/3]/2 \} / l_1^2 l_2 (l_1 + l_2); \\
B &= -M [l_2^2 l_1 + 3(l_{11} - l_1)^2 l_1/3 + l_2(l_1 - l_{11})l_1/2 - l_{11}^3] / l_1^2 l_2 (l_1 + l_2); \\
C &= -B; \\
D &= 64l_1^2 \{ [2(l_2 + l_3)^2 l_1/3 + l_2(l_3(l_3 + l_2/2) + l_2(l_3 + 2l_2/3))] / \pi E d_1^4 (l_1 + l_2 + l_3)^2 + (l_3^3/6) / \pi E d_2^4 (l_1 + l_2 + l_3)^2 \}; \\
K &= 64(l_1 + l_2)^2 l_3^2 [(l_1 + l_2)/d_1^4 + l_3/d_2^4] / 3\pi E (l_1 + l_2 + l_3)^2; \\
N &= 64l_1 l_3 \{ [l_1^2(l_2 + l_3)/3 + l_2 l_3(l_1 + l_2/2) + l_2^2(l_1 + l_2/3)/2] / d_1^4 + [l_3^2(l_1 + l_2)/2] / d_2^4 \} / \pi E (l_1 + l_2 + l_3)^2; \\
O &= -64F \{ [l_{11}^3(l_2 + l_3)(l_1 - l_{11} + l_2 + l_3)/3 + (l_1 - l_{11})^2(l_2 + l_3)l_{11}(l_1 + (l_1 - l_{11})/3)/2 + l_2^2 l_1 l_{11}(l_3 + 2l_2/3)/2 + \\
&+ (l_1 - l_{11})(l_2 + l_3)^2 l_{11}(l_1 + (l_1 - l_{11})/2) + l_{11} l_1 l_2 l_3(l_3 + l_2/2)] / d_1^4 + (l_3^3 l_1 l_{11}/3) / d_2^4 \} / \pi E (l_1 + l_2 + l_3)^2; \\
P &= -64F \{ [l_{11}^3 l_3(l_1 - l_{11} + l_2 + l_3)/3 + (l_1 - l_{11})^2 l_3 l_{11}(l_1 + (l_1 - l_{11})/3)/2 + l_2^2(l_1 + l_2)l_{11}(l_1 + l_2/3)/2 + l_3(l_1 - \\
&- l_{11})(l_2 + l_3)l_{11}(l_1 + (l_1 - l_{11})/2) + l_{11} l_2 l_3^2(l_3 + l_2/2)] / d_1^4 + [l_3^3 l_{11}(l_1 + l_2)/3] / d_2^4 \} / \pi E (l_1 + l_2 + l_3)^2; \\
Q &= 64M \{ [l_{11}^3(l_2 + l_3)/3 - (l_1 - l_{11})^2(l_2 + l_3)(l_1 + (l_1 - l_{11})/3)/2 - l_2^2 l_1(l_3 + 2l_2/3)/2 - (l_1 - l_{11})(l_2 + l_3)^2(l_1 + \\
&+ (l_1 - l_{11})/2) - l_1 l_2 l_3(l_3 + l_2/2)] / d_1^4 - (l_3^3 l_1/3) / d_2^4 \} / \pi E (l_1 + l_2 + l_3)^2; \\
S &= 64M \{ [l_{11}^3 l_3/3 - (l_1 - l_{11})^2 l_3 l_{11}(l_1 + (l_1 - l_{11})/3)] / 2 - l_2^2(l_1 + l_2)(l_1 + l_2/3)/2 - l_3(l_1 - l_{11})(l_2 + l_3)(l_1 + \\
&+ (l_1 - l_{11})/2) - l_2 l_3^2(l_3 + l_2/2)] / d_1^4 - [l_3^3(l_1 + l_2)/3] / d_2^4 \} / \pi E (l_1 + l_2 + l_3)^2; \\
T &= -Q; \\
U &= -S; \\
V &= -Fl_{11}(l_1 - l_{11}) [l_{11}^2 + (l_1 - l_{11})^2/2 + 3l_{11}(l_1 - l_{11})/2] / l_{21} [(l_1^3 + l_{21}(l_1 + l_{21})l_1)]; \\
X &= M [l_{11}^3 + 1.5l_{11}^2(l_1 - l_{11}) - (l_1 - l_{11})^3/2] / l_{21} (l_1^3 + l_1 l_{21}(l_1 + l_{21})); \\
Z &= -X.
\end{aligned}$$

Взаимосвязь реакций в опорах с погрешностями расположения поверхностей деталей и изгибной жесткостью валов рассмотрена в работах [7 – 11], где получены формулы для вычисления реакций трех и четырехопорных валов в зависимости от монтажного смещения опор. Так как для приближенной оценки суммарных реакций в опорах при использовании допущения, что податливость опор много меньше изгибной податливости вала, применим метод суперпозиции, то суммарные реакции в опорах будут равны сумме реакций, вычисленных по формулам таблицы, и реакций, вычисленных по формулам работ [7 – 10].

Итак, разработан метод приближенной оценки суммарных реакций в опорах трех и четырехопорных валов мотор-редукторов, учитывающий нагрузки, возникающие от рабочего процесса, и нагрузки, обусловленные неточностями изготовления деталей, которые вызываются монтажными смещениями опор.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин: Учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, М. Н. Захаров и др.; под ред. О. А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. – 472 с.

2. Детали машин: Учебник для вузов / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, Г. Д. Малышева и др.; под общ. ред. В. Н. Ражикова. – СПб.: Политехника, 2015. – 695 с.
3. Getriebebau Nord Drivesystems. Catalog G1000 PL CZ RU //www.nord.com (дата обращения: 06.07.2014) .
4. Kegelradgetriebemotoren 2K // Katalog 7. URL:http://www.bockwoldt.de/downloads/produkte/Kegelradgetriebe/katalog_7_kegelradgetriebe 2k.pdf (дата обращения: 06.07.2010).
5. Cognigni E. Die Bonfiglioli – Gruppe // Antriebstechnik. 1999. 38. №4. – S.122, 124, 126.
6. Феодосьев В. И. Соппротивление материалов: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 592 с.
7. Иванов А. С., Терехин А. М. Реакции в опорах валов, вызванные погрешностями расположения деталей при соединении валов глухой муфтой // Изв. вузов. Машиностроение, 1986, №8. – С. 46 – 48.
8. Иванов А. С. Конструируем машины шаг за шагом. В 2-х частях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 1-я часть – 328 с; –2-я часть – 392 с.
9. Иванов А. С., Муркин С. В. Конструирование современных мотор-редукторов: Электронное учебное пособие. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012, <http://wwwcdl.bmstu.ru/rk3/Motor.html>.
10. Муркин С. В., Иванов А. С. Соединения валов двигателя и редуктора в современных мотор-редукторах / Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники: Труды Международ. научно-техн. конф., 27 – 28 апреля 2010 г. / Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2010. – С. 107 – 110.
11. Иванов А. С., Ермолаев М. М., Муркин С. В. К расчёту и конструированию современных мотор-редукторов. // Современное машиностроение: наука и образование: материалы 4-й междунар. научно-практической конф. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 377 – 388.

A.S. Ivanov, K.T. Tkachenko

REACTIONS IN SUPPORTS MULTISUPPORTING SHAFT GEARED MOTORS

Bauman Moscow State Technical University, Russia

Abstract

For the three and four supporting shaft geared motors here describes a method for the approximate calculation of reactions in supports.

Keywords: reaction in the support, a gear motor, the bending compliance of the shaft.

REFERENCES

- [1] Details of machines: Tutorial for high schools / L. A. Andrienko, B. A. Bajkov, M. N. Zaharov, etc. Under the edition O. A. Rjahovskogo. – M.: Izdatelstvo MGTU im. N. E. Bauman, 2014. – 472 p.
- [2] Details of machines: Tutorial for high schools / N. A. Bil'djuk, S. I. Karatushin, G. D. Malysheva, etc. Under the joint edition V. N. Razhikova. – SPb.: Politehnika, 2015. – 695 p.
- [3] Getriebebau Nord Drivesystems. Catalog G1000 PL CZ RU //www.nord.com (date of access: 06.07.2014) .
- [4] Kegelaradtriebemotoren 2K // Katalog 7. URL:http://www.bockwoldt.de/downloads/produkte/Kegelaradtriebe/katalog_7_kegelradtriebe_2k.pdf (date of access: 06.07.2010).
- [5] Cognigni E. Die Bonfiglioli – Gruppe // Antriebstechnik. 1999. 38. №4. – S.122, 124, 126.
- [6] Feodos'ev V. I. Mechanics of materials: Tutorial for high schools. – M.: Izdatelstvo MGTU im. N. E. Bauman, 2001. – 592 p.
- [7] Ivanov A. S., Terehin A. M. Reactions in the supports of the shafts caused by the positional parts when the coupling shaft blind coupling // Izdatelstvo vuzov. Mashinostroenie, 1986, №8. – Pp. 46 – 48.
- [8] Ivanov A.S. Design of the machine step by step. In 2 parts. – M: Izdatelstvo MGTU im. N.E.Bauman, 2003. – Part 1 – 328 p.; – Part 2 – 392 p. (rus.)
- [9] Ivanov A.S., Murkin S.V. The construction of the modern motor-reducers: Electronic textbook. – M: Izdatelstvo MGTU im. N.E.Bauman, 2012. <http://www.cdl.bmstu.ru/rk3/Motor.html>. (rus.)
- [10] Murkin S.V., Ivanov A.S. Connection of shafts of motor and reducer in modern motor-reducers / Actual problems of mechanical engineering, machine elements and tribology: Proceedings of the International. nauchno-tekhn. Conf., 27–28 april 2010 / Balt. Gos. techn. un-t. SPb., 2010. Pp. 107 – 110. (rus.)
- [11] Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Murkin S.V. ON THE DESIGN OF MODERN GEAR MOTORS/ Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Springer – Verlag. Berlin-Heidelberg. 2016. Pp. 377 – 388.

А.В.Белов¹, Ф. Л. Титов²

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ГРАФЕЛОНА ПРИ ТРЕНИИ В МОРСКОЙ ВОДЕ



¹Александр Владимирович Белов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6429, E-mail: sanya_beloww@gmail.ru



²Филипп Леонидович Титов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6429, E-mail: philip130194@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрена конструкция стенда возвратно-поступательного движения и методика исследований коэффициента трения и износа графелона. При испытаниях на стенде возможно изменение давления на поверхности трения может регулироваться в диапазоне от 0,2 до 20 МПа и скорости возвратно-поступательного движения от 0,02 до 0,5 м/с. Получены экспериментальные зависимости коэффициента трения и интенсивности изнашивания при трении графелона в морской воде по стали 12Х18Н12Т и титану.

Ключевые слова: полиэфирэфиркетон, морская вода, интенсивность изнашивания, коэффициент трения, возвратно-поступательное движение.

В настоящее время в машиностроении широко применяются композитные полимерные материалы, армированные различными наполнителями [1-5]. К таким композитным материалам относятся полиэфирэфиркетоны (РЕЕК), в частности, графелоны, которые состоят из РЕЕК 450PF с армирующим наполнителем из измельченного волокна

углеродной ткани. Графелоны относятся к антифрикционным композитным материалам на основе термопластичных полимеров и могут использоваться при изготовлении высоконапряженных узлов трения в самых различных областях машиностроения.

В данной работе приведены результаты исследований коэффициента трения и интенсивности изнашивания графелона при трении по нержавеющей стали и титану в морской воде при скорости скольжения 0,08 м/с и нагрузках до 5 МПа.

Для исследования коэффициентов трения и износостойкости графелона использовался стенд, внешний вид которого приведен на рис.1 [6-8]. Конструкция стенда включает следующие основные узлы: кривошипно-шатунную группу и систему нагружения образцов. Привод стенда состоит из электрического двигателя, червячного редуктора и двух упругих втулочно-пальцевых муфт.

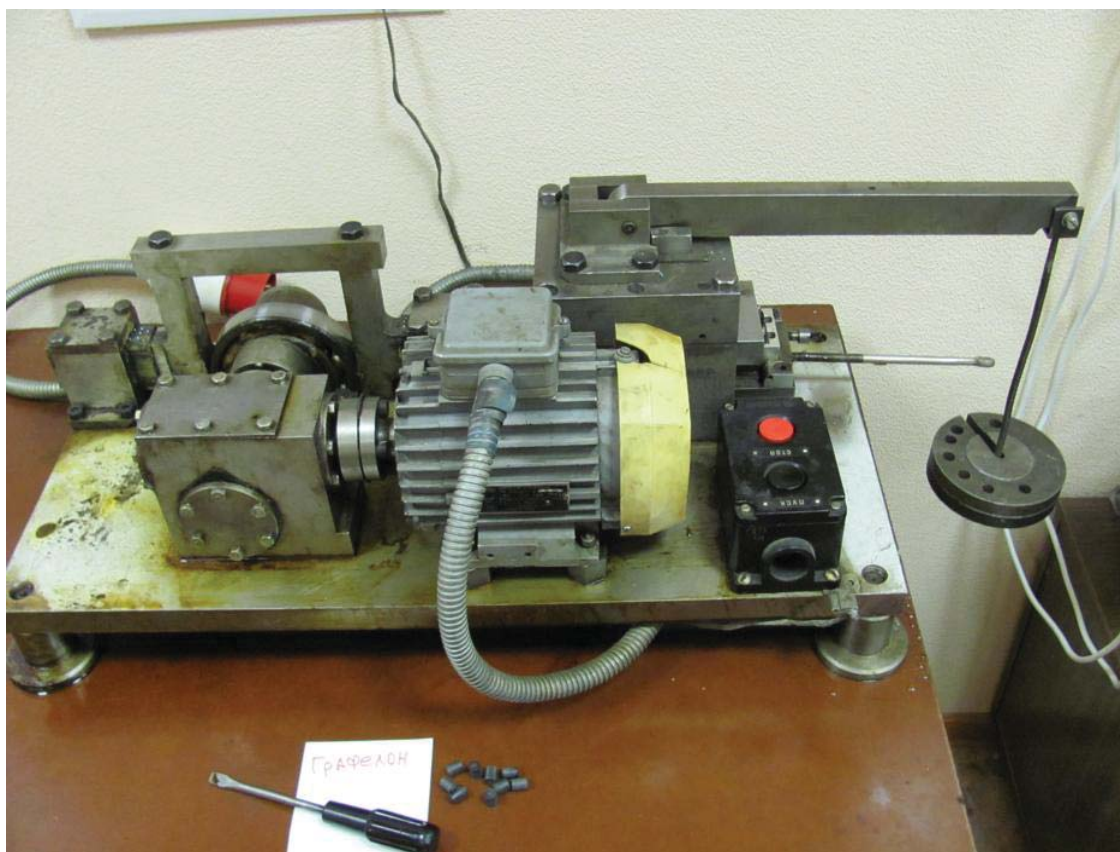


Рис. 1. Внешний вид стенда для испытаний графелона на трение и износ при возвратно-поступательном движении

Кривошипно-ползунная группа включает эксцентрик с подшипником качения, раму, движущуюся в направляющих, и ползун на направляющих качения. На ползуне неподвижно установлен держатель для нижних образцов. Система нагружения состоит из рычага с подвеской для грузов,

клиновидного плунжера и оправки с установленным в ней держателем для верхнего образца. Для испытаний в жидкой среде устанавливается ванна [9]. В процессе испытаний возможна замена эксцентрика, размер которого ограничен только внутренним диаметром подшипника. Это позволяет изменять скорость возвратно-поступательного движения образцов от 0,02 до 0,5 м/с. В зависимости от веса грузов и размеров образцов, изменяется давление на поверхности трения. При максимальном весе груза давление может достигать 10 МПа. Измерение коэффициента трения проводилось посредством тензобалки 8 с тензодатчиками.

Значение сигнала с выхода тензобалки 8 измерялось цифровым запоминающим осциллографом PCS-500A работающим в комплекте с персональным компьютером. С целью обеспечения возможности вывода сигнала при измерении силы трения на компьютер была разработана схема измерения сигнала, поступающего с тензодатчиков [10-11], которая приведена на рис.2.

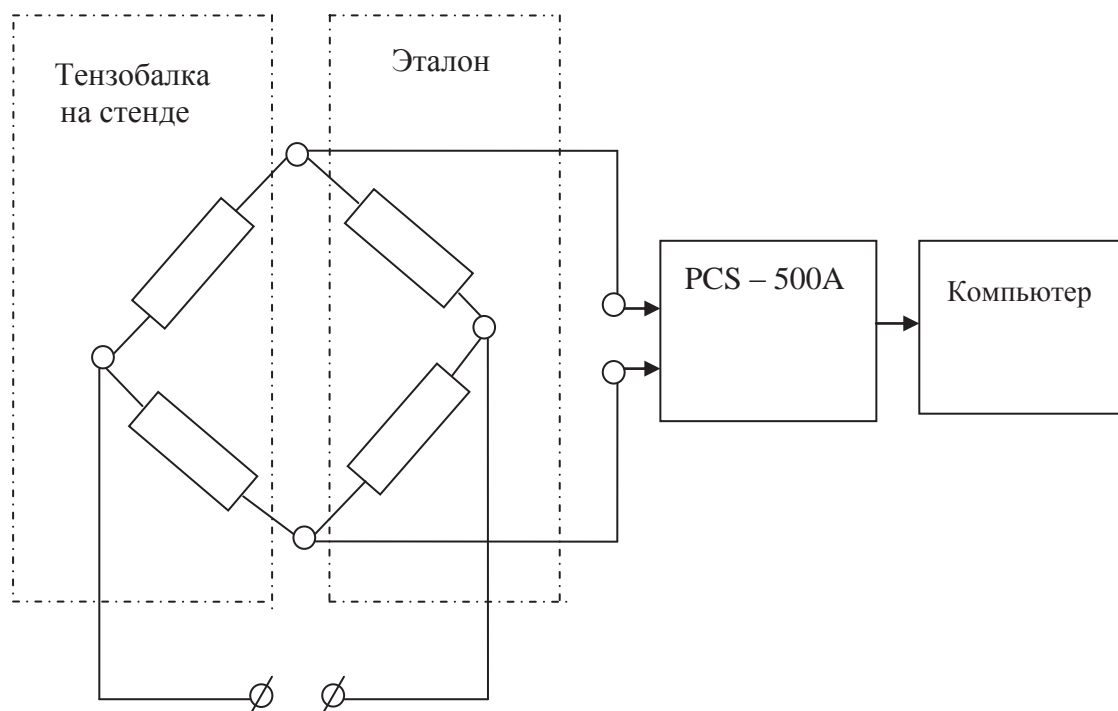


Рис. 2. Схема измерения и регистрации сигнала при измерении силы трения

По этой схеме тензодатчики на стенде соединены по мостовой схеме с точно такими же двумя тензодатчиками находящимися на эталонной тензобалке расположенной вне стенда. На точки соединения тензодатчиков на тензобалке стенда и эталонной тензобалки подается постоянное напряжение 9В от стабилизированного источника питания, а с двух оставшихся точек моста снимается измеряемое напряжение.

В этом случае при неработающем стенде мост сбалансирован и величина измеряемого сигнала равна нулю. При включении стенда, тензобалка изгибается, сопротивление тензодатчиков на тензобалке стенда изменяется и появляется сигнал на выходе с моста. Этот сигнал в виде напряжения чрезвычайно мал 0,15 – 0,5 мВ, кроме того, он поступает в аналоговой форме. Для перевода сигнала в цифровую форму и обеспечения его регистрации компьютером использовался цифровой запоминающий осциллограф PCS-500А с соответствующим программным обеспечением [12-13] (входит в комплект осциллографа).

На первом этапе испытаний графелонов на стенде возвратно-поступательного движения триботехнические испытания при трении графелона по титану и нержавеющей стали 12Х18Н12Т в двух смазочных средах: искусственная морская вода и искусственная морская вода с примесями. Испытания при трении по стали 12Х18Н12Т добавлены для оценки титана как возможного материала в качестве пары трения с графелоном. Результаты этих испытаний в части определения коэффициентов трения на рис.3 и 4.

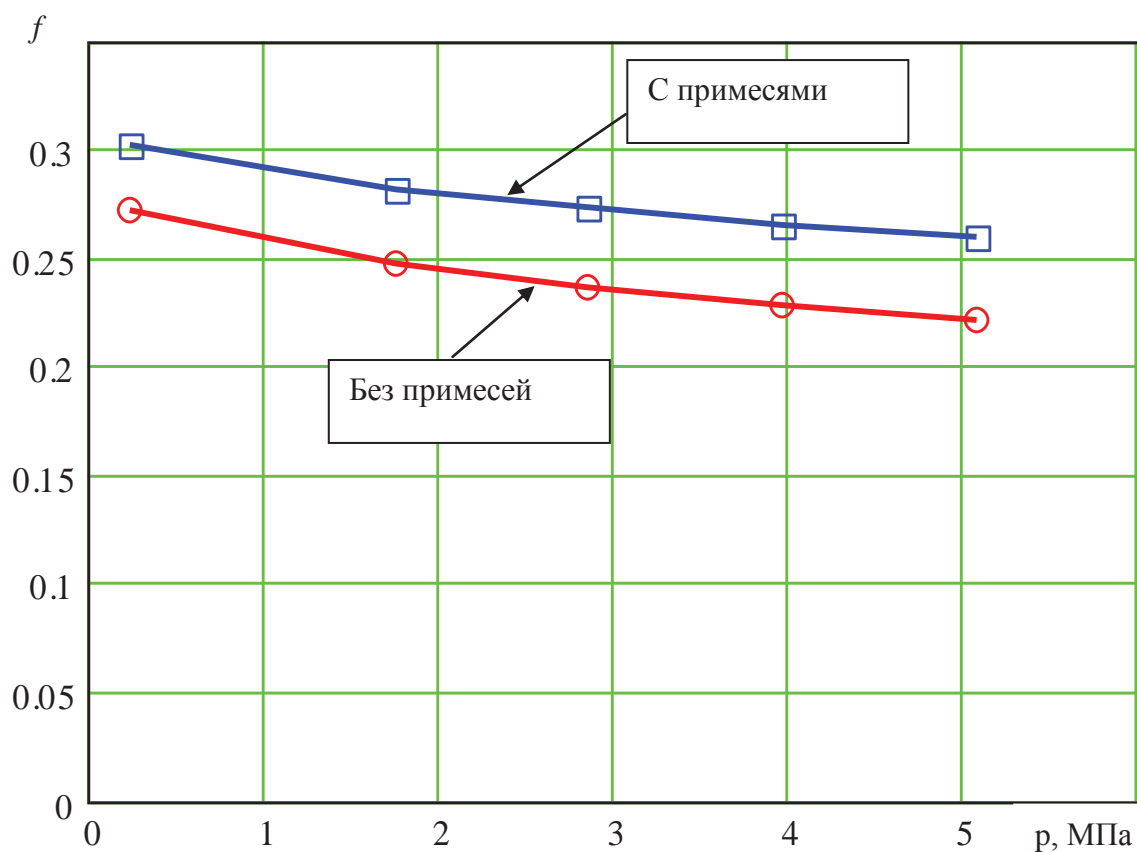


Рис. 3. Зависимости коэффициента трения от номинального давления при трении графелона по титану при смазывании морской водой

На графиках приведены средние значения рассчитанных коэффициентов трения, полученные по результатам 5 одинаковых опытов, через 60 мин после начала испытаний при номинальных давлениях на контакте 0,24; 1,75; 2,86; 3,97 и 5,08 МПа.

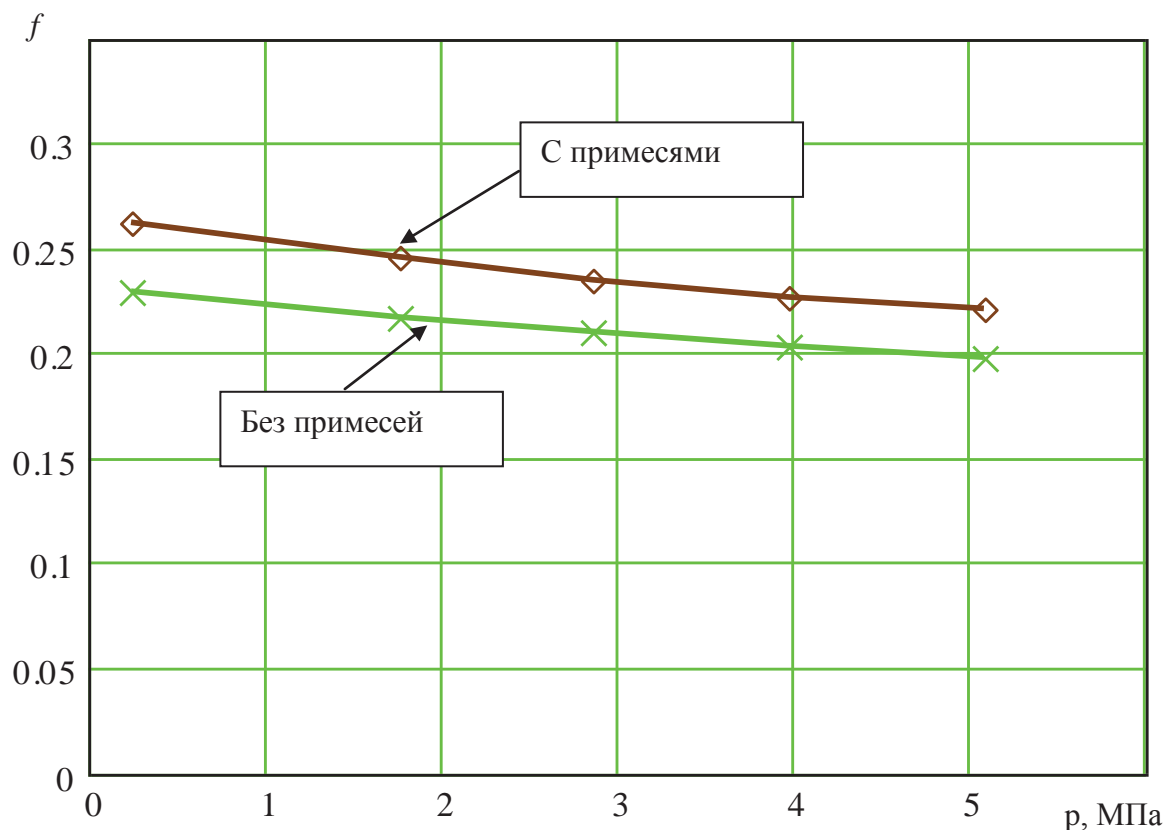


Рис. 4. Зависимости коэффициента трения от номинального давления при трении графелона по стали 12Х18Н12Т при смазывании морской водой

Износ образцов из графелона определялся методом искусственных баз. При этом на поверхности трения графелона на специальном устройстве [14] нарезалась лунка радиусом R и шириной 0,1 мм. Длина лунки до испытаний на трение и после них измерялась на координатном столике под микроскопом с 16-кратным увеличением с точностью 0,01 мм. Результаты исследования интенсивности изнашивания графелона при трении по нержавеющей стали 12Х18Н12Т и титану в двух смазочных средах приведены на рис.5 и 6.

На основании проведенных триботехнических испытаний материала графелон при трении по титану и нержавеющей стали 12Х18Н12Т при смазывании искусственной морской водой и искусственной морской водой с примесями выявлены следующие закономерности:

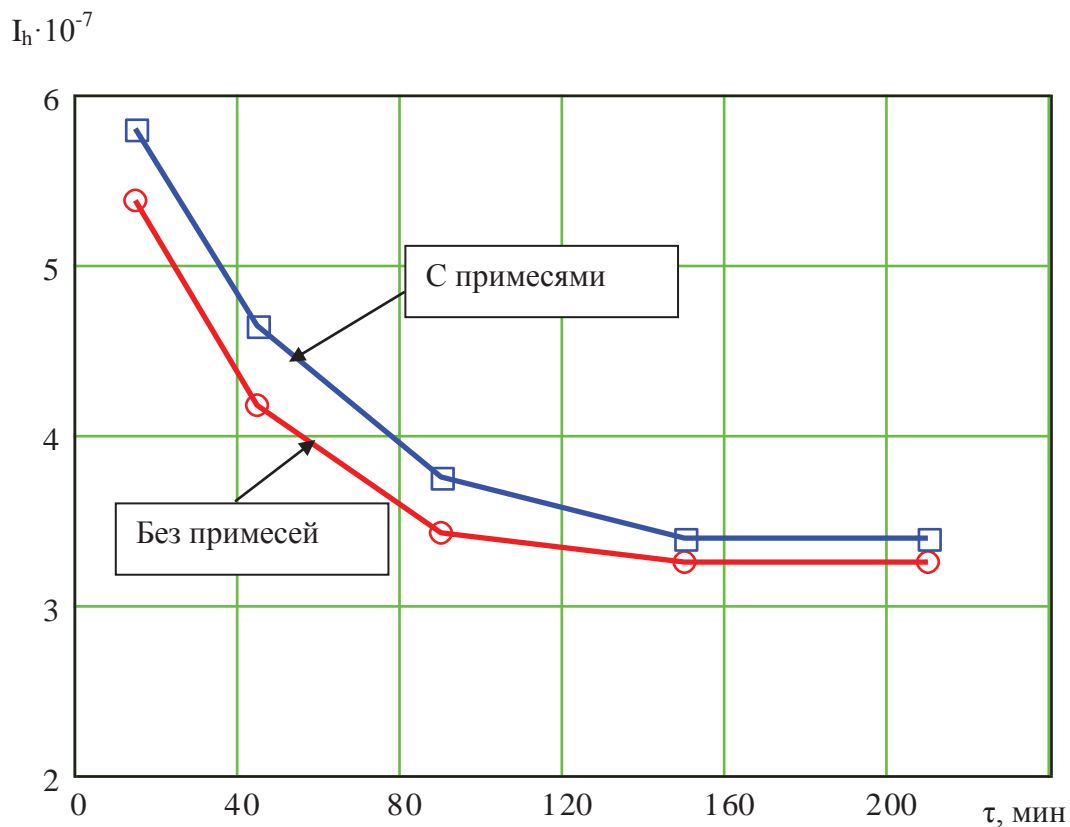


Рис. 5. Изменение интенсивности изнашивания графелона при трении в морской воде по титану при номинальном давлении $p = 5,08\text{МПа}$

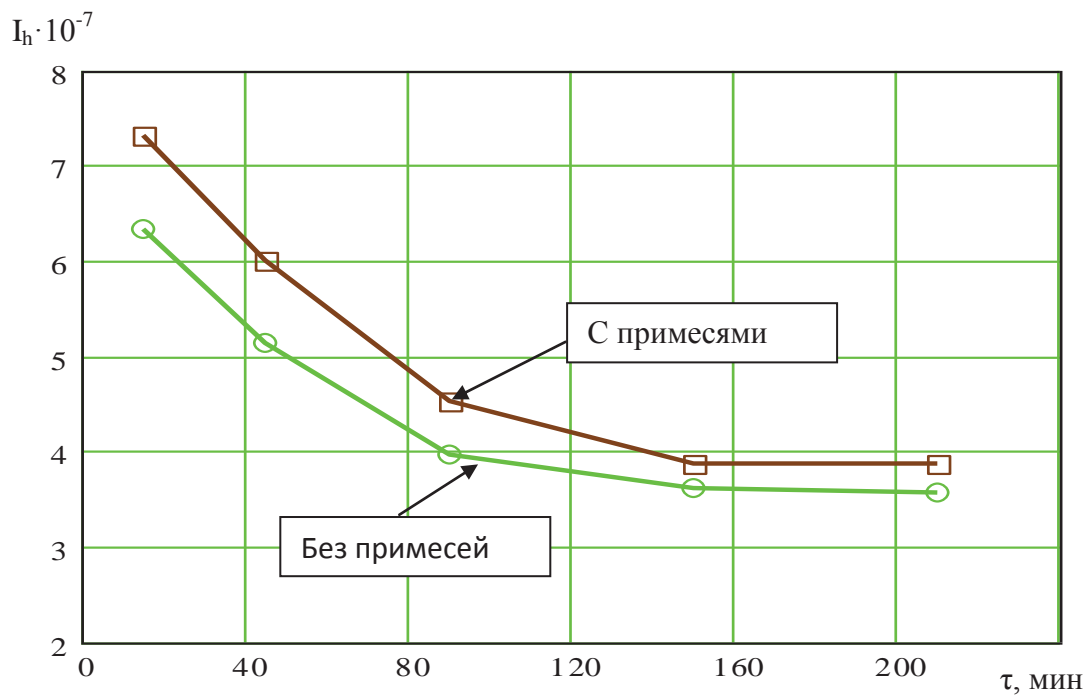


Рис. 6. Изменение интенсивности изнашивания графелона при трении в морской воде по стали 12X18H12T при номинальном давлении $p = 5,08\text{МПа}$

1) Титан в качестве контртела при трении в паре с графелоном имеет при исследованных режимах худшие показатели по коэффициенту трения и износостойкости, чем сталь 12Х18Н12Т.

2) Коэффициент трения графелона при увеличении номинального давления на поверхности трения снижается при трении, как по титану, так и по стали 12Х18Н12Т при смазывании искусственной морской водой и искусственной морской водой с примесями.

3) Установившиеся интенсивности изнашивания графелона при испытаниях на стенде возвратно-поступательного движения при скорости скольжения 0,08 м/с и номинальной нагрузке 5,08 МПа могут быть получены в первые 120 мин испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башкарев А.Я. Повышение износостойкости и антифрикционных свойств ПА-покрытий / А.Я.Башкарев, В.В. Букреев // Пластические массы. – 1980. – №10. – С.29-30.
2. Башкарев А.Я. Тяговые цепи с полимерными покрытиями / А.Я. Башкарев, Е.В. Заборский, Н.А.Смирнов // Машиностроитель – 1980. – № 5. – С.31.
3. Бреки А.Д. Триботехнические свойства композиционных покрытий с полиимидными матрицами и наполнителями из наночастиц дихалькогенидов вольфрама для узлов трения машин. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2015. – 128с.
4. Бреки А.Д. Влияние смазочного композиционного материала с наночастицами диселенида вольфрама на трение в подшипниках качения / Бреки А.Д., Фадин Ю.А., Толочко О.В. // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. – № 11. – С. 171-180.
5. Хачатрян Г.Р. Исследование антифрикционных свойств металлонаполненных резин / Г.Р.Хачатрян, Б.В.Ратнер // Каучук и резина. – 1981. – №6. – С.33-35.
6. Чулкин С.Г. Использование композитных материалов в узлах трения нефтяного оборудования – шаровой запорной арматуры и в кабелях-толкателях / С.Г.Чулкин, А.А.Ашейчик, С.Н.Селин // Вопросы материаловедения. – 2012. – №4 (72). – С.240-244.
7. Чулкин С.Г. Применение подшипников из углепластиков в судостроении, турбиностроении, горнодобывающей технике. / С.Г.Чулкин, А.А.Ашейчик, С.Н.Селин // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2012. – № 2. – С. 805-816.

8. Жуков В. А. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие по курсовому проектированию / В. А. Жуков, А. А. Ашейчик, Е. А. Тарасенко и др. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – 168 с,
9. Титов Ф.Л. Лабораторная установка для исследования реверсивного трения. / Ф.Л.Титов, Е.В.Заборский // Неделя науки СПбПУ. Институт металлургии, машиностроения и транспорта.– СПб. – 2016. – С. 93-96.
10. Денищенко Д.А. Определение энергии активации эластомеров экспериментально-теоретическим методом // Неделя науки СПбПУ: Часть 1 – СПб. 2014. – С. 65-67.
11. Кукина А.А. Прогнозирование изменения прочностных свойств резины при ее термическом старении // Неделя науки СПбПУ: Часть 1 – СПб. 2014. – С. 63-65.
12. Лазарев С.О., Полонский В.Л. Вычислительная механика.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 122 с.
13. Гвоздев А.Е. Комплексный подход к исследованию экстремальных эффектов в металлических, композиционных и нанокристаллических материалах. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2014. – 128с.
14. Башкарев А.Я. Применение металлонаполненных полимерных покрытий для повышения долговечности тяговых цепей / А.Я. Башкарев, Е.В. Заборский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1981. – № 6. – С.44-48.

A.V.Belov, F.L. Titov

RESEARCH OF FRICTION FACTOR AND WEAR RESISTANCE GRAFELONA UNDER FRICTION IN SEAWATER

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

In this paper, the construction of the reciprocating motion stand and the methodology for investigating the coefficient of friction and wear of graphelona are considered. When tested on the stand is possible to change the pressure on the friction surface can be adjusted in the range from 0,2 to 20 MPa and a speed of the reciprocating motion of 0,02 to 0.5 m / s. The experimental dependence of the friction coefficient and wear rate at friction grafelona in marine waters 12H18N12T steel and titanium.

Key words: polyetheretherketone, sea water, wear resistance, coefficient of friction, reciprocating.

REFERENCES

- [1] Bashkarev A.Ya.. Increase of wear resistance and antifriction properties of PA coatings // *Plastics*, 1980, No 10, P . 29-30. (rus.)
- [2] Bashkarev A.Ya., Zaborsky E.V., Smirnov N.A. Traction chains with polymer coatings // *Mashinostroitel*, 1980, No 5, P. 3. (rus.)
- [3] Breki A.D. Tribotechnical properties of composite coatings with polyimide matrices and fillers from nanoparticles of tungsten dichalcogenides for friction units of machines, Tula: Publishing house of the Tula State University, 2015, 128 p. (rus.)
- [4] Breki A.D., Fadin Yu.A., Tolochko O.V. Influence of lubricant composite material with tungsten diselenide nanoparticles on friction in rolling bearings // *News of Tula State University. Technical science*, 2015, No11, P.171-180. (rus.)
- [5] Khachatryan G.R., Ratner B.V Investigation of the antifriction properties of metal-filled rubbers // *Caoutchouc and rubber*, 1981, No 6, P. 33-35. (rus.)
- [6] Chulkin S.G., Asheychik A.A., Celin S.N. The use of composite materials in the friction nodes oil equipment - ball valves and cables-pushers // *Problems of Materials Science*, 2012, №4 (72), P.240-244. (rus.)
- [7] Chulkin S.G., Asheychik A.A., Celin S.N. Application of carbon fiber bearings in shipbuilding, turbine construction, mining equipment. // *Modern engineering. Science and obrazovanie*, 2012, № 2, P. 805-816. (rus.)
- [8] Zhukov V.A., Asheychik A.A., Tarasenko E.A. Details of machines and bases of designing, SPb.: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2011, 168 p. (rus.)
- [9] Titov F.L. Laboratory installation for investigating reversible friction // *Week SPbPU science. Institute of Metallurgy, Machinery and Transport*, SPb .: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2014, P. 65-67. (rus.)
- [10] Denischenko D.A. Determination of the activation energy of elastomers by the experimental-theoretical method // *Week SPbPU science, Vol.1*, SPb .: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2014, P. 65-67. (rus.)
- [11] Kukina A.A. Forecasting the change in the strength properties of rubber during its thermal aging // *Week SPbPU science, Vol.1*, SPb .: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2014, P. 63-65. (rus.)
- [12] Lazarev S.O., Polonsky V.L. Computational Mechanics, SPb.: Publishing house of the Polytechnic. University Press, 2007, 122 p. (rus.)
- [13] Gvozdev AE Complex approach to the study of extreme effects in metallic, composite and nanocrystalline materials. Tula: Publishing house of the Tula State University, 2014, 128 p. (rus.)

- [14] Bashkarev A.Ya., Zaborsky E.V. Application of metal-filled polymer coatings to improve the longevity of traction // Educational institutions. Engineering, 1981, No 6, P. 44-48. (rus.)

Е.Ю. Нефедьев¹, В.П. Гомера², М.С. Сайкова³, А.Д. Смирнов⁴

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ОПАСНОСТИ ТРЕЩИНОПОДОБНЫХ ДЕФЕКТОВ В СТАЛИ 17Г1С МЕТОДОМ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ



¹ Евгений Юрьевич Нефедьев, к.ф.-м.н.,
Зав. сектором акустико эмиссионной диагностики ОАО «НПО
ЦКТИ», Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7-812-57-888-04, факс: +7-812-27-112-04;
E-mail: ne246@ya.ru



² Виктор Петрович Гомера,
Инженер ОТН ООО ПО «КИРИШИНЕФТЕОРГСИНТЕЗ»
Россия, г. Кириши, Ленинградская область
Тел.: +7-813-68-972-76,
E-mail: Gomera-V-P@yandex.ru



³ Мария Сергеевна Сайкова, к.т.н.,
Старший научный сотрудник ОАО «НПО ЦКТИ»,
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: nk24@ckti.ru



⁴ Анатолий Джумамуратович Смирнов,
Инженер ОТН ООО ПО «КИРИШИНЕФТЕОРГСИНТЕЗ»,
аспирант ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7-812-57-888-04, факс: +7-812-27-112-04;
E-mail: kfnmpa@mail.ru

Аннотация

Представлены результаты гидравлических испытаний до разрушения труб из стали 17Г1С типоразмером 630х10 мм и 219х6 мм, выполненных сваркой токами высокой частоты, с нанесенными искусственными дефектами. Для трубы 630х10 мм, содержащей 3 полуэллиптических трещиноподобных дефекта длиной по 100 мм, проведен прочностной

расчет методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS. Динамика накопления повреждений и развития дефектов контролировалась методом акустической эмиссии (АЭ). Предложен критерий оценки степени опасности дефектов по данным АЭ контроля. Получено хорошее совпадение при сравнении результатов прочностного расчета и АЭ контроля с результатами разрушающих испытаний.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, сварка токами высокой частоты, полуэллиптическая трещина, метод конечных элементов, ANSYS.

Введение.

Метод АЭ активно используется для исследования свойств конструкционных материалов [1 - 9, 14, 15]. Целью рассматриваемых экспериментов ставилась разработка методики определения предразрушающего состояния и оценка степени опасности дефектов в трубах из стали 17Г1С, полученных сваркой токами высокой частоты (ТВЧ). Процесс решения поставленной задачи включал следующие этапы:

1. Проведение прочностного расчета трубы с несколькими искусственными дефектами методом конечных элементов с помощью программы ANSYS.

2. Выявление наиболее опасных развивающихся дефектов методом акустической эмиссии (АЭ).

3. Сопоставление результатов прочностного расчета и контроля методом АЭ с результатами разрушающих испытаний.

4. Разработка критерия степени опасности дефекта методом АЭ.

Объекты исследования

Испытания до разрушения внутренним давлением при гидроиспытаниях (ГИ) проводились на стенде ОАО «НПО ЦКТИ». Объектами исследования являлись:

1. Модель Д14 Д_у630, представляющая собой отрезок трубы диаметром 630 мм, длиной 3000 мм и толщиной стенки 10 мм, изготовленной из стали 17Г1С. С двух сторон труба была заглушена эллиптическими днищами, приваренными ручной дуговой сваркой (рис.1а). На объекте были созданы три концентратора напряжений, имитирующих полуэллиптическую трещину длиной 100 мм и глубиной 8 мм.

2. Модель Д15 Д_у219, представляющая собой отрезок трубы диаметром 219 мм, длиной 2200 мм и толщиной стенки 6 мм, изготовленной из стали 17Г1С (рис. 1б). На объекте были созданы два концентратора напряжений, имитирующих полуэллиптическую трещину длиной 60 мм и глубиной 4,8 мм (рис. 2а).

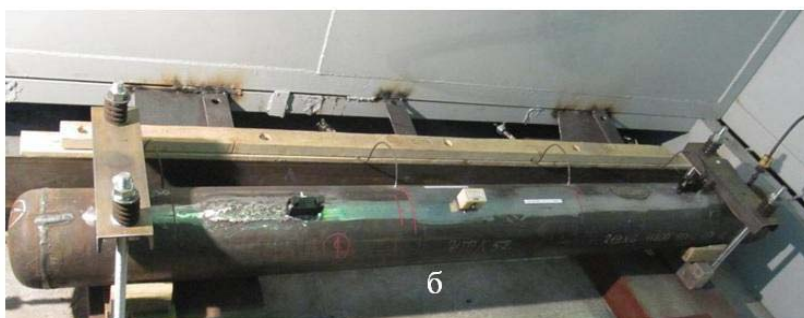


Рис. 1. Схема проведения ГИ для модели Д14 (а);
схема проведения ГИ и расположение ПАЭ на модели Д15 (б)

Для АЭ контроля использовалась система СДАЭ-16 производства ООО «НПП Промдиагностика». При испытании модели Д14 на объекте было установлено 4 преобразователя акустической эмиссии (ПАЭ) типа АЕ-225. Также применялась АЭ система AMSY5 производства «Vallen Systeme» (ФРГ) с резонансными ПАЭ V150-RIC и широкополосным ПАЭ WDI. На рис. 2 представлена схема расположения ПАЭ на объекте контроля для модели Д15.

Применялись варианты установки ПАЭ как с помощью приварки волноводов, так и непосредственно на поверхности металла с использованием магнитных держателей (рис. 2б).



Рис. 2. Концентратор напряжений в виде полуэллиптической трещины длиной 60 мм и глубиной 4,8 мм на поверхности трубы 219х6 мм (а) и варианты установки ПАЭ и их расположение относительно искусственных дефектов (б): через волновод (слева на фото) и с помощью магнитного держателя (в центре фото) на модели Д15

Испытания проводились до образования сквозных дефектов в металле моделей. На рис. 3 представлены фотография раскрытия трещины и образования течи в области искусственного дефекта на 219х6 мм.



Рис.3. Разрушение (утечка среды) на модели Д15 при давлении ГИ $P=90$ кг/см²

Результаты прочностного расчета для модели Д14

Предварительно оценить величину давления p_c , при котором начинается разрушение трубы 630×10 мм с единичным осевым дефектом глубины $a=8$ мм и длины $l=100$ мм, можно по упрощенной формуле [11]:

$$p_c = \frac{2t}{D} \sigma_f (1 - a/t) / (1 - a/t/M_2), \quad M_2 = \sqrt{1 + (1.61/4RT)l^2} \quad (1)$$

$$\text{где } \sigma_f = \frac{\sigma_{0.2} + \sigma_B}{2}$$

По данным измерений механических свойств металла труб заводом-изготовителем среднее значение предела текучести составляет 460 МПа, а предела прочности – 580 МПа. Критическое давление для трубы с одиночным дефектом, определенное по указанным значениям по формуле (1), составляет 7 МПа. С учетом возможного разброса механических свойств отклонение фактических значений давления разрушения от расчетных значений может составлять до 20%.

Также для сравнения приведем расчетные значения (по средним механическим свойствам) для бездефектной трубы: предельное давление равно 8,8 МПа, а давление разрушения – около 11 МПа.

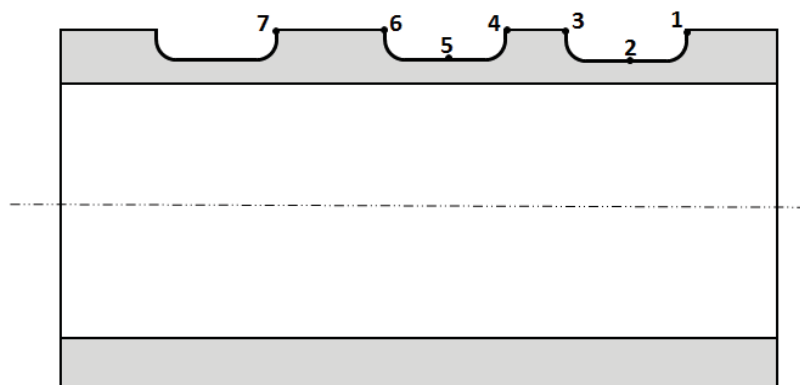


Рис. 4. Разрез трубы с системой дефектов

В настоящее время оценка предельного состояния конструкции с трещиноподобными дефектами основана на использовании двухкритериальной диаграммы разрушения (FAD). Данный подход позволяет определить критическую нагрузку при заданном дефекте с учетом свойств материала. Эта методика используется в зарубежных нормативных документах по проектированию оборудования под давлением, например, [12, 13]. Однако область применения существующих нормативных FAD-диаграмм ограничена рассмотрением типовых элементов (труба, гиб) с единичными дефектами постулируемых размеров (как правило, $a/t < 0,5$). В случае скопления дефектов предлагается консервативный подход, основанный на замене нескольких дефектов одним дефектом эквивалентного размера. Поэтому методика определения критической нагрузки для трубы с несколькими дефектами при $a/t = 0,8$ (и построение соответствующей FAD диаграммы) базируется на вычислении упругопластического J интеграла и предельной нагрузки численными методами.

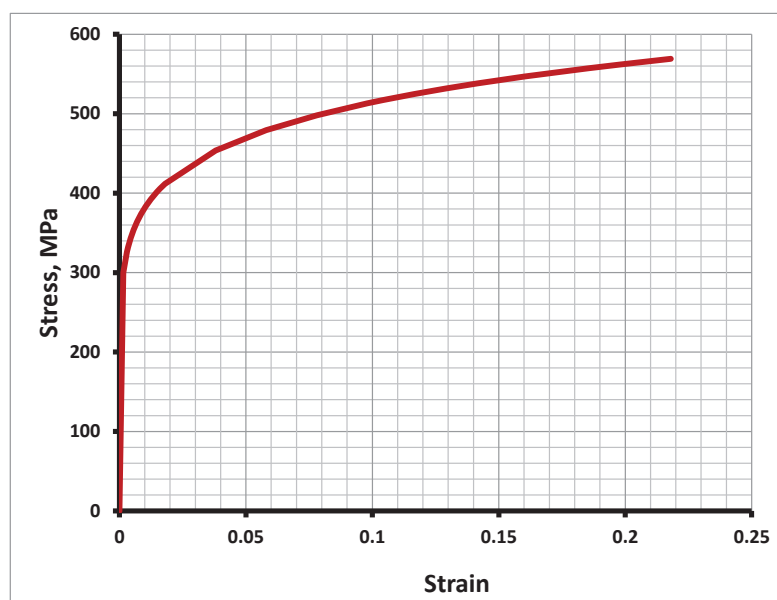


Рис. 5. Диаграмма деформирования материала трубы

Уточненный расчет FAD-диаграммы для трубы с системой трех дефектов был выполнен методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS. FAD-диаграмма строилась как зависимость $(J_{total}/J_{elastic})^{0.5}$ от параметра $S_r = p/p_0$. Используемая в расчете диаграмма деформирования материала приведена на рисунке 5. На рисунке 6 представлены: расчетная FAD-диаграмма (кривая 2) для рассматриваемой системы трещин, и нормативная FAD-диаграмма (кривая 1) [12] для бесконечно длинного осевого дефекта. Расчетное значение предельного давления для рассматриваемой конфигурации дефектов составило $p_0 = 5,8$ МПа.

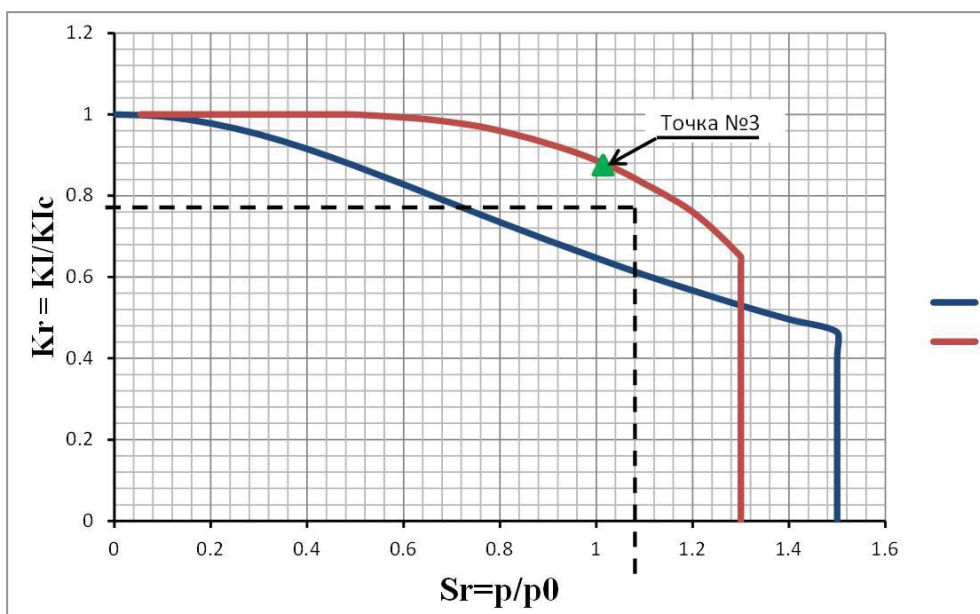


Рис. 6. FAD-диаграммы

По результатам расчета наибольшее значение коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) и, соответственно, параметра $K_r = K_I/K_{Ic}$, достигается в крайнем справа дефекте в точке фронта дефекта №3 (Рис. 4). Необходимо отметить, что различие КИН в рассматриваемых расчетных точках №№1-6 составило не более 10%. Вязкость материала принималась по данным [10] $K_{Ic} = 101 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$. Предсказанное расчетом давление разрушения соответствует вязкой области разрушения и для принятых свойств материала составляет 5,9 МПа

Из результатов расчета также следует, что к моменту глобального разрушения материал трубы по всему сечению перешел в пластическое состояние. Поскольку в зоне приварки донышка к трубе возникают местные изгибные напряжения, превышающие напряжения в трубе, то там развивается локальная зона текучести при меньшем давлении, чем в трубе. Вполне возможно, что появление сигналов в зоне сварного шва связано именно с этим. Но так как эти напряжения являются локальными, а не мембранными (т.е., не распределены по сечению равномерно), то к глобальному разрушению привести не могут.

Обсуждение результатов АЭ контроля

График АЭ активности (накопление сигналов) в зависимости от стадии нагружения модели Д14 приведен на рис. 7. Нагружение проводилось ступенчато, с выдержкой на ступенях по 5 минут. Разрушение модели наступило при давлении ГИ $P=120 \text{ кг/см}^2$. Накопление сигналов носит степенной характер. Всего зарегистрировано 577 сигналов.

На рис.8 представлены схема расположения ПАЭ на модели Д14 и результаты планарной локации источников АЭ.

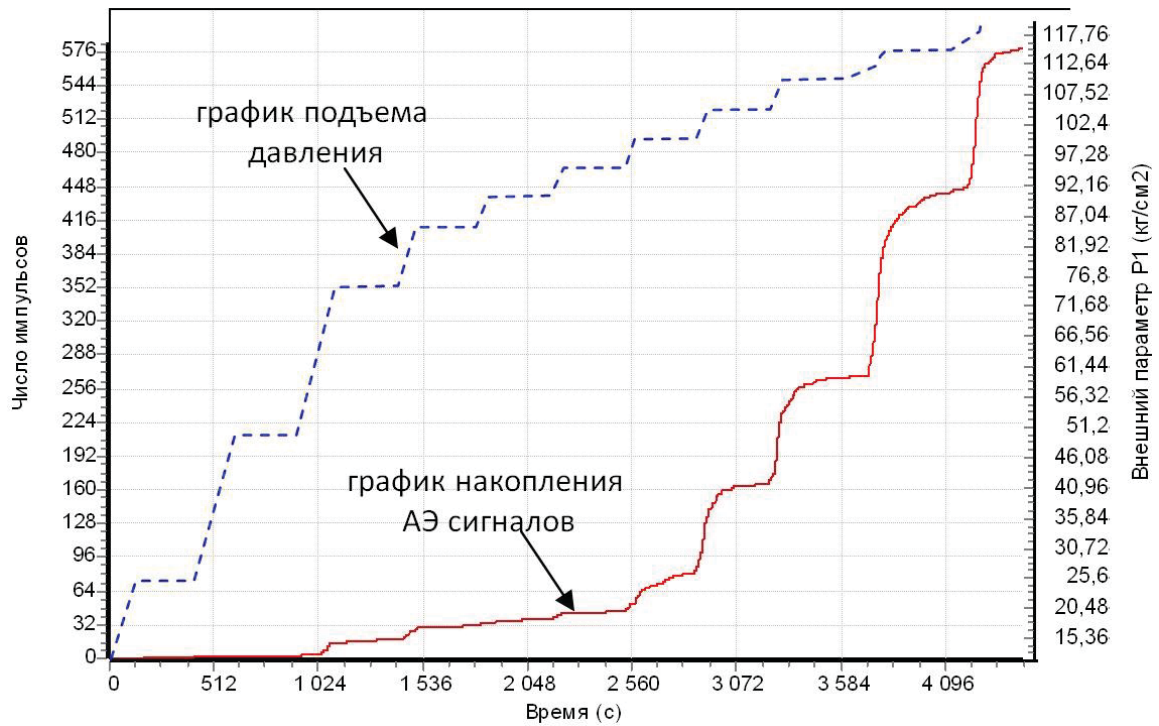


Рис. 7. Графики нагружения модели Д14 накопления сигналов АЭ

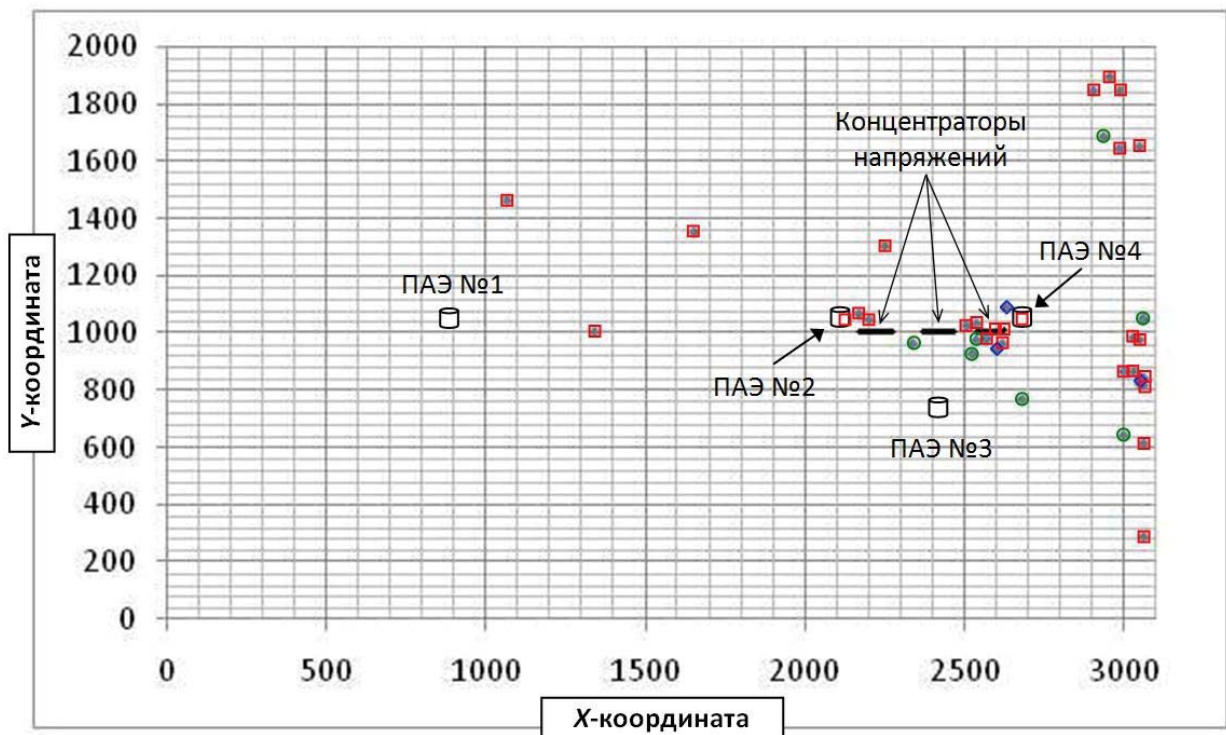


Рис. 8. Схема расположения ПАЭ на развертке модели Д14 и результаты планарной локализации. Обозначения источников АЭ по времени регистрации: \diamond – на этапе ГИ от 0 до 100 кг/см² (3 источника), \circ – от 100 до 110 кг/см² (7 источников), \square – от 110 до 120 кг/см² (29 источников)

Линия разреза развертки трубы проходит по нижней образующей трубы. Сварной шов имеет координату $Y=1000\text{мм}$. Координаты искусственных концентраторов: по оси ординат $Y=1000\text{мм}$, границы по оси абсцисс $X_{11}=2170\text{мм}$, $X_{12}=2270\text{мм}$ (левый), $X_{21}=2370\text{мм}$, $X_{22}=2470\text{мм}$ (центральный), $X_{31}=2520\text{мм}$, $X_{32}=2620\text{мм}$ (правый), Положение концентраторов показано на рис. 8.

Рассмотрим распределение источников АЭ по поверхности модели, или, т.н., характер накопления повреждений. На рис.8 показано распределения источников АЭ на трех этапах нагружения и за весь процесс испытания.

На этапе от 0 до 100 кг/см^2 зарегистрировано всего три источника АЭ. Два из них находятся в зоне расположения правого концентратора.

На этапе от 100 до 110 кг/см^2 зарегистрировано появление еще 7 источников АЭ. Причем два из них также находятся в зоне третьего надреза.

На третьем, последнем этапе нагружения, зарегистрированы еще 29 локализованных источников АЭ. В основном, они находятся в зоне третьего надреза и в промежутке между третьим и вторым надрезами. Появляются скопления источников АЭ в зоне сварного шва приварки правого днища.

При анализе общих результатов испытания, представленных на рис. 8, наблюдается образование нескольких кластеров - участков компактного расположения источников АЭ.

Появление источников АЭ в зоне приварки правого днища соответствует прочностному расчету, предсказывающему концентрацию напряжений в данной зоне.

Важную информацию о разрушении содержит зависимость амплитуды сигналов АЭ от нагрузки (рис. 9). График показывает, что первый сигнал АЭ зарегистрирован при давлении около 20 кг/см^2 . Наиболее активно эмиссия регистрируется начиная с давления $50 - 60\text{ кг/см}^2$. Амплитуды сигналов небольшие. Они не превышают 62 дБ и не растут с ростом давления. Это свидетельствует о пластичном характере разрушения модели.

На рис. 10 представлена зависимость амплитуд локализованных сигналов АЭ от давления. Всего определены координаты 39 источников АЭ. Это нормальное соотношение между общим числом зарегистрированных сигналов и локализованных при планарной локации АЭ событий. Локализованные сигналы регистрируются с давления 60 кг/см^2 . Характер графика накопления локализованных сигналов от давления более резкий, чем характер накопления всех сигналов АЭ, и ближе к экспоненциальному закону. Амплитуда этих сигналов не превышает 57 дБ и не растет с ростом давления.

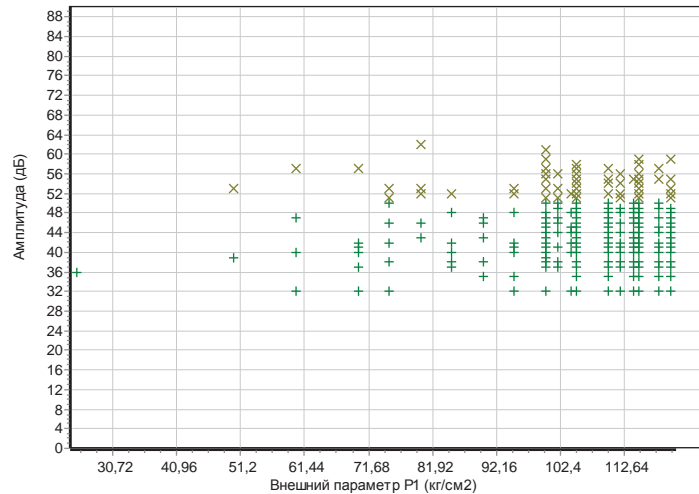


Рис. 9. График изменения амплитуд сигналов АЭ в зависимости от давления ГИ

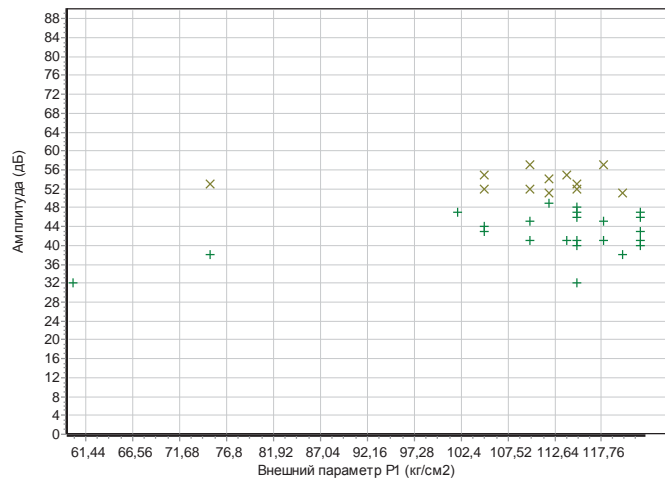


Рис. 10. График зависимости амплитуд сигналов в локализованных АЭ событиях от нагрузки

Чтобы охарактеризовать распределение источников АЭ по поверхности трубы, можно подсчитать концентрацию локализованных источников АЭ на единицу площади. За единицу площади возьмем участок размером 200x200 мм. Он близок к размерам надрезов. Кроме того, в такой участок попадает отличное от единицы число источников АЭ. Вся поверхность трубы содержит 150 таких участков. Средняя концентрация источников АЭ составляет $C_{\text{средн}} = 39/150 = 0,26$ источника АЭ на единицу площади. При таком подходе можно выделить несколько зон активности АЭ:

- 1) зона третьего (правого) надреза, $C=11$;
 - 2) зона первого (левого) надреза, $C=3$.
- Остальные зоны находятся в сварном шве приварки правого днища. Их можно идентифицировать по Y-координате:
- 3) $Y=850$, $C=6$; 4) $Y=1000$, $C=4$; 5) $Y=1650$, $C=3$; 6) $Y=1850$, $C=3$.

Сравнивая значение C для разных зон активности и динамику его изменения на протяжении всего испытания, можно заключить, что в зоне третьего концентратора происходило формирование наиболее опасного развивающегося дефекта. В ней зарегистрирована наибольшая концентрация источников АЭ. В результате, испытание модели Д14 завершилось разрушением обечайки по данному концентратору.

Достоверность данного подхода при определении зоны наиболее вероятного разрушения по концентрации источников АЭ можно продемонстрировать результатами АЭ контроля разрушения модели Д15. Характер взаимного расположения дефектов и ПАЭ на Д15 позволил провести для нее, как планарную, так и линейную локацию источников АЭ, используя один набор данных. Определенным преимуществом линейной локации является возможность локализации большего количества событий. На рис. 11 и рис. 12 представлены результаты, соответственно, планарной и линейной локации АЭ событий. Разрушение произошло при давлении ГИ, равном $P=90 \text{ кГ/см}^2$.

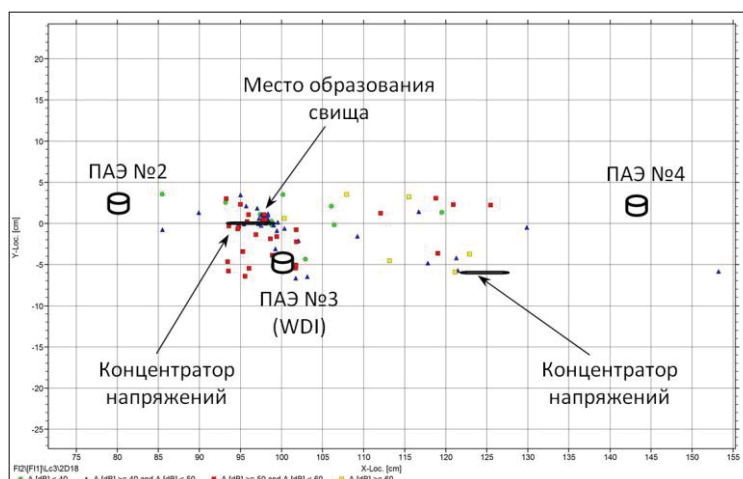


Рис. 11. Схема расположения ПАЭ и концентраторов на развертке модели Д15 с результатами планарной локации

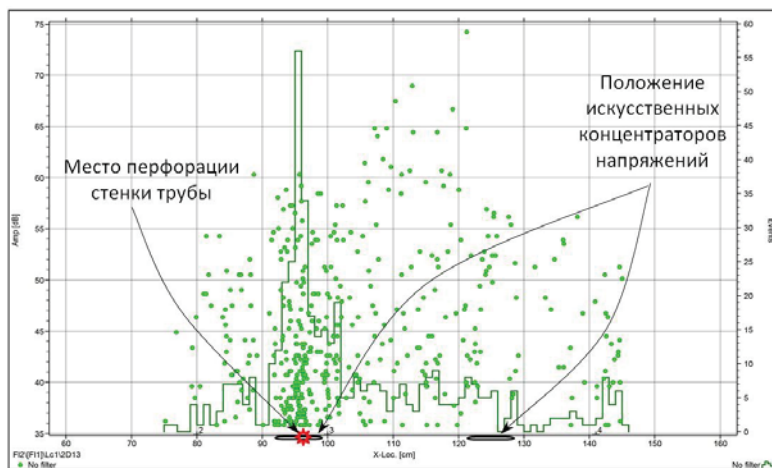


Рис. 12. Результаты линейной локации для модели Д15

График распределения числа АЭ источников по длине образующей трубы (сплошная линия на рис. 12) определяет положение наиболее опасного дефекта и зону предразрушения.

Для сопоставления данных полученных разными приборами введем безразмерный коэффициент концентрации источников $K_{АЭ}$, как концентрацию источников АЭ C_i , нормированную на среднюю концентрацию источников АЭ для всей трубы (C_{cp}).

$$K_{АЭ} = C_i / C_{cp} \quad (2)$$

Физический смысл $K_{АЭ}$ показывает во сколько раз концентрация источников АЭ на данной единичной площадке превышает среднюю концентрацию по всей поверхности трубы.

Средняя концентрация для трубы диаметром 630 мм составила $C_{cp630} = 0.26$, для трубы диаметром 219 мм - $C_{cp219} = 1.75$. Максимальная концентрация C_{max} составляла: для трубы 630 - $C_{max630} = 11$, для трубы 219 - $C_{max219} = 52$. Эти величины, полученные при разрушении разных труб, зафиксированы разными приборами и отличаются почти в 5 раз. Нормированная концентрация источников АЭ для трубы диаметром 630мм составит $K_{АЭ630} = 42$, а для трубы диаметром 219мм - $K_{АЭ219} = 30$. Таким образом, концентрационный планарный подход дает близкие значения при разрушении разных объектов, и при использовании различной аппаратуры. Данный подход демонстрирует, что разрушение происходит при очень неравномерном по площади распределении концентрации источников АЭ, являющихся, с точки зрения прочности, повреждениями. Методические положения предложенного подхода планируется развивать в дальнейших экспериментах по АЭ контролю объектов с различными физическими и геометрическими характеристиками. Целью этих исследований является формирование базы данных, используемой для создания системы критериальных значений, обладающих свойством универсальности по отношению к параметру объекта и виду применяемой аппаратуры.

Обсуждение результатов прочностного расчета и АЭ контроля

Результаты прочностного расчета методом конечных элементов, выполненного для трубы D_y630 , показали, что предсказанное расчетом давление разрушения соответствует вязкой области разрушения и для принятых свойств материала составляет 5,9 МПа (59 кг/см^2). Наиболее опасной является зона 3 правого дефекта (рис. 4), а в зоне приварки днища может возникать зона локальной текучести за счет изгибных напряжений.

По данным АЭ диагностики вязкое разрушение началось при давлении 50 – 60 кг/см^2 в зоне правого надреза и в нескольких зонах приварки правого днища. Локальное разрушение произошло по правому надрезу, в соответствии с данными, полученными методом АЭ.

Таким образом, наблюдается хорошее совпадение расчетных данных с результатами разрушающих испытаний, проведенных под контролем методом АЭ.

Предложенный коэффициент концентрации источников $K_{АЭ}$ позволил ранжировать источники АЭ по степени опасности и сопоставлять данные, полученные разными приборами.

Выводы

1. Проведен АЭ контроль образцов стальных труб D_y630 и D_y219 , содержащих искусственные дефекты, при их гидравлическом испытании до разрушения внутренним давлением с применением двух различных АЭ систем.

2. Выполнен расчет на прочность трубы типоразмера 630×10 мм с тремя осевыми дефектами с использованием двухкритериальной диаграммы разрушения. Результаты расчета показали, что разрушение начинается при давлении 59 кг/см^2 .

3. По данным АЭ контроля развитие дефектов начинается при давлении 60 кг/см^2 .

4. Показано, что использование метода АЭ позволяет заранее, на этапе предразрушения, локализовать место разрушения и зарегистрировать начало разрушения с точностью 5% от расчетного давления. Получено хорошее соответствие результатов расчетного метода с результатами современного метода технической диагностики, позволяющего следить за физическим процессом разрушения в режиме on-line.

5. Предложен критерий определения предразрушающего состояния трубной стали 17Г1С по данным АЭ контроля. Достоверность критерия подтверждается совпадением основных результатов его применения, полученных при использовании разных видов АЭ аппаратуры во время разрушающих испытаний объектов, имеющих разные геометрические размеры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 52727-2007. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Общие требования.
2. ПБ 03-593-03. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов давления, котлов, аппаратов и технологических трубопроводов.
3. Патент ФГУП «ЦНИИ им. акад. Крылова» RU 2156456 «Способ обнаружения в процессе сварки дефектов в сварных швах и определения их местоположения по акустическим сигналам». Бюллетень №.26, 2000

4. Д.Н. Ковалев, Е.Ю. Нефедьев, В.Г. Ткачев. Акустико-эмиссионный контроль испытаний стальной гофрированной трубы при циклическом и статическом нагружении // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С.382-390.
5. Е.Ю. Нефедьев. Использование метода акустической эмиссии с применением метода спектрального анализа сигналов для определения параметров течи в трубопроводах ИТЭР // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 3-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С.347-355.
6. В.П. Белогур, Н.А. Семашко, А.А. Кулеш. Методологический подход к диагностике изделий из титановых сплавов методом акустической эмиссии (АЭ) // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 5-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.350-358.
7. Применение метода акустической эмиссии для контроля качества сварного шва в процессе его изготовления / Гомера В.П. [и др.] // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.376-389.
8. Г.С. Ельчанинов, В.В. Носов. Методика оценки ресурса сложно нагруженных сварных соединений // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 1-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С.212-218
9. Е.Н. Лахова, В.В. Носов. Оценка состояния критически нагруженных конструкций // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-ой Международной науч.-практ. конференции под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С.445-453.
10. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопровода атомных энергетических установок ПНАЭ Г-7-002-86, М., «Энергоатомиздат», 1989.
11. EPRI NP-7492. Evaluation of Flaws in Ferritic Piping. ASME Code Appendix J: Deformation Plasticity Failure Assessment Diagram (DPFAD)
12. Code ASME BPVC 2007, Division XI. The American Society of Mechanical Engineers.
13. API 579-1/ASME FFS-1, 2007.
14. E. Nefedyev, V. Gomera, A. Sudakov, Application of Acoustic Emission Method for Control of Manual Arc Welding, Submerged Arc Welding //

Proc. of the EWGAE-2014 – Dresden, Germany – September 3-5 – 2014 (In CD-ROM).

15. E.J. Nefedyev, V.P. Gomera, A.D. Smirnov. Use of the Capabilities of Acoustic-Emission Technique for Diagnostics of Separate Heat Exchanger Elements”, In: A. Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering*, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-29579-4_19, Springer International Publishing Switzerland 2016, p.183-194.

E. Nefedyev¹, V.Gomera², M. Saykova¹, A. Smirnov¹

DETERMINATION OF THE DEGREE OF DANGER OF THE CRACKS-LIKE DEFECTS IN STEEL 17G1S BY THE METHOD OF ACOUSTIC EMISSION

¹St. Petersburg, Central Boiler and Turbine Institute (CKTI), Russia,

²Kirishi, Leningrad region, KINEF Ltd, Russia

Abstract

The results of hydraulic tests before the destruction of pipes made of 17G1S steel with a size of 630x10 mm and 219x6 mm made by welding high-frequency currents with artificial defects are presented. For the 630x10 mm pipe containing 3 half-elliptical cracks-like defects of 100 mm length strength analysis was performed by the finite element method in the ANSYS software package. The dynamics of accumulation of the damages and the development of the defects was controlled by the method of acoustic emission (AE). The criterion for estimating the degree of danger of the defects according to AE testing data is proposed. Good agreement was obtained when comparing the results of strength calculation and AE testing with the results of destructive tests.

Key words: acoustic emission method, high-frequency current welding, semi-elliptical crack, finite element method

REFERENCES

- [1] GOST Ru 52727-2007. Technical diagnostics. Acoustic-emission diagnostics. General requirements.
- [2] PB 03-593-03. Rules for the organization and conduct of acoustic emission control of pressure vessels, boilers, apparatus and process pipelines.
- [3] Patent FGUP «CNII named acad. Krylov» RU 2156456, The method for detecting defects in the welding process in the welds and for determining their location by acoustic signals, *Bulletin No.26*, 2000.
- [4] D.N. Kovalev, E.J. Nefedyev, V.G. Tkachev, Acoustic emission control testing of steel corrugated pipes of circular and static loading, In M.M.

- Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), *Modern Engineering. Science and education* (St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2013, pp.382-390).
- [5] E.J. Nefedyev, The use of acoustic emission method with spectral analysis of signals to determine the parameters of a leak in the pipe-line ITER, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), *Modern Engineering. Science and education* (St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2013, pp.347-355).
- [6] V.P. Belogur, N.A.. Semashko, A.A .Kulesh, Methodological approaches to the diagnosis of products from titanium alloys by acoustic emission (AE), In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), *Modern Engineering. Science and education* (St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2016, pp.350-358).
- [7] V.P. Gomera, E.J. Nefedyev, A.D. Smirnov, et al. Application of acoustic emission method for control of quality of welding joint in its production process, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), *Modern Engineering. Science and education* (St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2016, pp.376-389).
- [8] G.S.Elchaninov, V.V. Nosov, Methods of assessing the resource difficult loaded welded joints, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), *Modern Engineering. Science and education* (St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2011, pp.212-218).
- [9] E.N. Lakhova, V.V. Nosov, Assessment of the state of Critical loaded structures, In M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov (Ed), *Modern Engineering. Science and education* (St. Petersburg, Publishing House of Polytechnic University, 2012, pp.445-453).
- [10] Norms for calculating the strength of equipment and pipelines of nuclear power plants PNAE G-7-002-86, Moscow, «Energoatomizdat», 1989
- [11] EPRI NP-7492. Evaluation of Flaws in Ferritic Piping. ASME Code Appendix J: Deformation Plasticity Failure Assessment Diagram (DPFAD)
- [12] Code ASME BPVC 2007, Division XI. The American Society of Mechanical Engineers.
- [13] API 579-1/ASME FFS-1, 2007.
- [14] E. Nefedyev, V. Gomera, A. Sudakov. Application of Acoustic Emission Method for Control of Manual Arc Welding, Submerged Arc Welding // *Proc. of the EWGAE-2014 – Dresden, Germany – September 3-5 – 2014* (In CD-ROM).
- [15] E.J. Nefedyev, V.P. Gomera, A.D. Smirnov. Use of the Capabilities of Acoustic-Emission Technique for Diagnostics of Separate Heat Exchanger Elements”, In: A. Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, DOI 10/1007/978-3-319-29579-4_19, Springer International Publishing Switzerland 2016, p.183-194.

М.А.Скотникова¹, Г.В.Иванова², А.А.Попов³, О.В.Паитова⁴

ЛОКАЛИЗАЦИЯ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ В ГПУ- КРИСТАЛЛАХ ПРИ ВДАВЛИВАНИИ И ЦАРАПАНИИ



¹ Скотникова Маргарита Александровна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)987-8752, E-mail: skotnikova@mail.ru.



² Иванова Галина Валерьевна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)575-9143, E-mail: galura@yandex.ru.



³ Попов Александр Александрович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)086-40959, E-mail: alexandr-popov92@mail.ru



⁴ Паитова Ольга Владиславовна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (909)588-0867, E-mail: olja.stern@gmail.com

Аннотация

На примере анизотропного титана теоретически и экспериментально установлено, что профиль валика (навала) вокруг отпечатка или риски, образующийся в процессе измерения твёрдости или царапания, зависит от способности материала к поперечной пластической деформации (к равномерному деформационному упрочнению). Показано, что чем меньше эта способность, тем раньше наступает локализация пластической деформации в узкой локальной области вдоль кромки концентратора, и

тем отпечаток или риска в металле точнее повторяют форму индентора или резца.

Ключевые слова: Титан, кристаллография, вдавливание, отпечаток, поперечная и продольная пластическая деформация.

1. Введение

Современные достижения в области физики и механики контактного взаимодействия позволяют рассматривать протекание пластической деформации, разрушения, выделения энергии, равно как и физико-химические процессы, дискретно (скачкообразно), что сопровождается изменением волн перенапряжений [1-4]. Развитие представлений о дискретном характере распространения пластической деформации приводит к необходимости возникновения локализации деформации, как способа эстафетного перемещения концентраторов напряжений по образцу. Релаксация одного концентратора напряжений должна порождать возникновение в другой точке образца нового концентратора напряжений, и этот процесс должен эстафетно распространяться по образцу, обеспечивая локальные структурные и фазовые превращения деформируемого кристалла, который в целом остается структурностабильным. Поэтому деформируемый кристалл как диссипативная система широко использует различные формы локализации деформации на всех структурных уровнях: от образования макро-шейки, зернограницного проскальзывания до локализации деформации вдоль полос скольжения дислокаций, двойников и поверхностей концентраторов.

Цель данной работы заключалась в изучении закономерностей упругопластической деформации материала поверхности заготовки в процессе вдавливания индентором или царапания резцом, в установлении природы локализации (сосредоточения) пластической деформации на основании анализа формы отпечатка в ГПУ - кристаллах в зоне контакта с инструментом.

2. Методика и материалы

Материалом для исследования являлись заготовки из сплава титана ПТ-3В в закалённом и отожженном состоянии.

Методом цветного электрохимического окрашивания на поверхности заготовки выявляли ГПУ – зерна, гексагональные оси [0001] которых были ориентированы перпендикулярно и параллельно поверхности и окрашивались, соответственно, жёлтый и сиреневый цвета.

Для индентирования поверхности материала и анализа формы отпечатков, использовали прибор ПМТ-3М и автоматизированный

микротвердомер FUTURE-TECH (Япония); оптические микроскопы ММР-4; МБС-9; микровизор μ Vizo[®]-МЕТ; IM7200 MEIJI TECHNO (Япония) с анализатором изображения Thixomet. Контроль профиля поверхности после пластической деформации проводили с помощью немецкого профилометра Mahr Surf PS1. Длина трассирования составляла 4,0 мм.

3. Результаты работы

Особенности упругопластической деформации приповерхностных объемов материалов заготовок при вдавливании индентором или царапании резцом и её локализации в области фактического контакта с поверхностью концентратора изучены еще не достаточно полно, особенно в титане и его сплавах с анизотропной ГПУ- кристаллической решеткой. Известно, что их модули упругости (E_{hkl}) и сдвига (G_{hkl}) непосредственно связаны с силами межатомного взаимодействия, различными в различных кристаллографических направлениях и оказываются мерой сопротивления деформированию: объёмному, поперечному и продольному [4].

В случае вдавливания и царапания способ нагружения оказывается мягким, так как, нарастание касательных напряжений в металле происходит быстрее нормальных. При этом возрастает доля поперечной деформации (изменение поперечных размеров тела), которую учитывают коэффициенты Пуассона (μ) и податливости (S_{12}). Для большинства металлов и сплавов с кубической сингонией, отношение изменения поперечных к продольным размерам тела (μ), находится в узком интервале 0,25...0,35 [1]. Для титана μ может сильно различаться от 0,322 до 0,485 в зависимости от кристаллографической ориентации приложенных напряжений.

На рис. 1 представлен внешний вид ГПУ- решётки с нанесёнными кристаллографическими индексами Миллера плоскостей (а) и направлений (б).

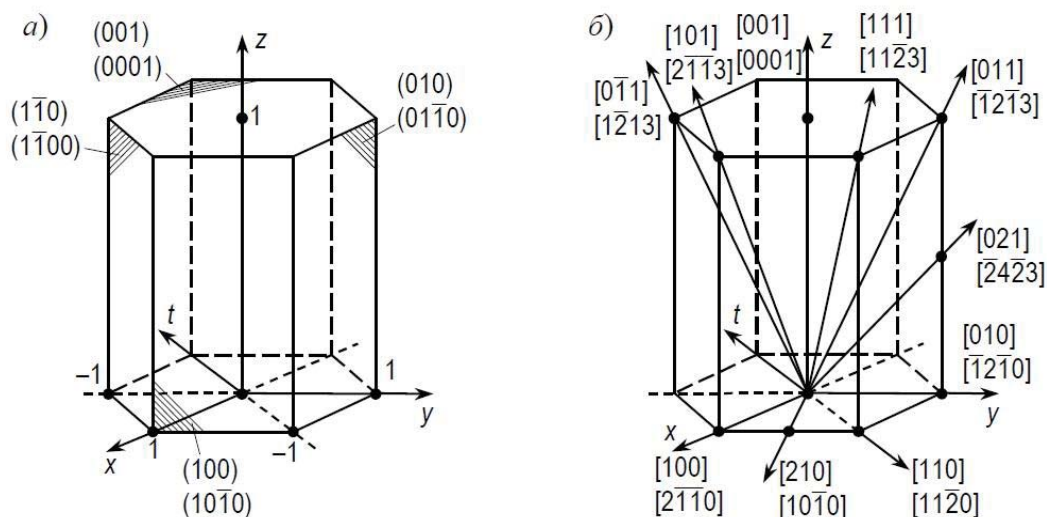


Рис. 1. Трёхзначные индексы Миллера и четырёхзначные Миллера – Браве для некоторых плоскостей (а) и направлений (б) в гексагональной решётке

Расчёт общей объемной деформации (ΔV) с учетом анизотропии ГПУ-кристаллической решетки производили по формуле (1).

$$\Delta V = 3(1-2\mu)/E \cdot \sigma_0 \quad (1)$$

Результаты расчёта представлены в таблице.1.

Таблица 1. Влияние кристаллографической ориентации проникновения индентора в ГПУ-решётку титана на её объемную деформацию в этом направлении.

Кристаллографическая ориентация	E_{hkl} , ГПа, модуль упругости	μ , коэф. Пуассона, доля поперечной деформации	G_{hkl} , ГПа, модуль сдвига	$S_{12} \cdot 10^{12}$, см ² /дина, коэффициент податливости	$3(1-2\mu)/E \cdot 10^3$, ГПа ⁻¹ , объемная деформация
[0001]	143,26	0,322	54,18	-0,2248	7,4549
[1010]	104,38	0,443	36,18	-0,4244	3,2764
[1012]	97,15	0,476	32,92	-0,4900	1,4822
[1011]	95,23	0,485	32,06	-0,5093	0,9451

3.1. Оценка доли поперечной и общей объемной деформации при нагружение ГПУ- зёрен вдоль гексагональной оси [0001]

Известно, что профиль валика вокруг отпечатка или риски, образующийся в процессе измерения твёрдости или царапания, зависит от способности материала к поперечной пластической деформации (к равномерному деформационному упрочнению, $\theta = \Delta\sigma/\Delta\epsilon$).

Можно полагать, что с уменьшением величины поперечной

пластической деформации и равномерного деформационного упрочнения, локализация пластической деформации в узкой локальной области вдоль кромки концентратора наступит раньше, и отпечаток или риска в металле точнее повторят форму индентора или резца.

Как показали результаты расчёта, нагружение ГПУ- зёрен вдоль гексагональной оси $[0001]$ приводит к достижению максимальной объемной деформации при минимальной доли поперечной деформации, (см. табл.1).

Если сжимающие напряжения ориентированы вдоль кристаллографического направления $[0001]$ ГПУ- решетки с сильным межатомным взаимодействием, и не совпадают ни с одной из систем скольжения, то наряду с большой объемной деформацией (ΔV), доля поперечной деформации остаётся маленькой (μ) (табл.1). Значительного деформационного упрочнения в ГПУ- зерне в этом направлении не происходит, и возникают зоны стесненной деформации в узкой локальной области вдоль кромки индентора.

Как показали результаты анализа отпечатков, в этом случае профиль валика вокруг отпечатка в металле возрастает по высоте и уменьшается по ширине, то есть, точно повторяет форму индентора.

3.2. Оценка доли поперечной и общей объемной деформации при нагружение ГПУ- зёрен перпендикулярно гексагональной оси $[0001]$

Нагружение ГПУ- зёрен перпендикулярно гексагональной оси $[0001]$ приводит к заметному снижению общего объема деформации и к заметному увеличению доли поперечной деформации, (см. табл.1).

Если сжимающие напряжения ориентированы перпендикулярно направлению гексагональной оси $[0001]$ с более слабыми межатомными связями, и совпадают с несколькими системами скольжения, то в контактной области вблизи индентора, развивается равномерное деформационное упрочнение металла, и локализации деформации не происходит. Профиль валика отпечатка снижается по высоте и увеличивается по ширине, образуя навал.

3.3. Оценка доли поперечной деформации и формы отпечатков при нагружение ГПУ- зёрен в закалённом и отожженном состоянии

Известно, что термическая обработка материала влияет на особенности упругопластической деформации приповерхностных объемов материалов заготовок при вдавливания индентором или царапания резцом.

Как видно из рис.2, по сравнению с отожженным состоянием рис.2,а, после наклепа или закалки, рис.2,б, отпечаток в металле точнее повторяет форму индентора.

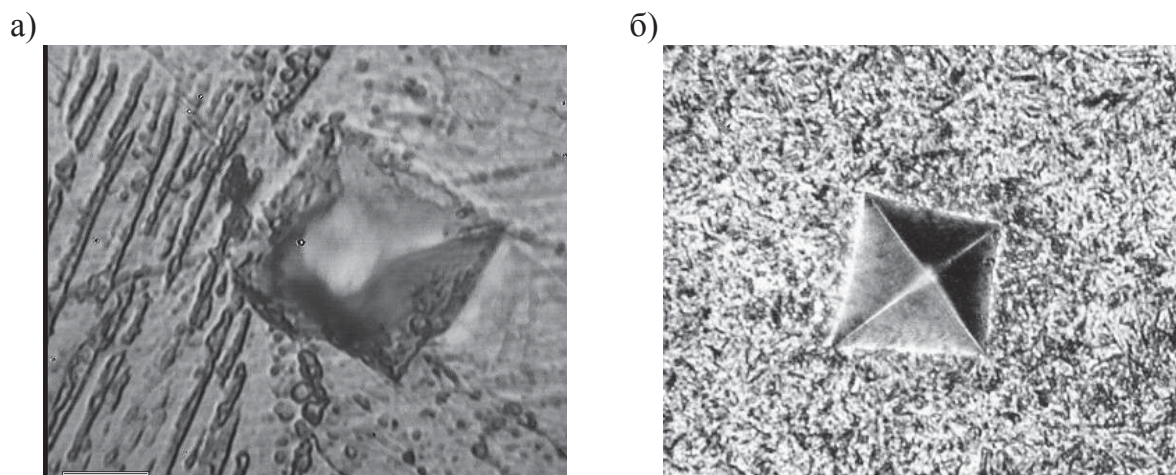


Рис.2. Отпечатки твёрдости в титане, при нагрузке 500 г в отожженном (а) и закалённом (б) сплаве титана. х 400.

Можно полагать, что во время испытания на твердость закаленного титанового мартенсита, присутствующие в нем, ориентированные остаточные напряжения сжатия, тормозили равномерное деформационное упрочнение, усиливали локализацию пластической деформации и способствовали формированию отпечатков точно повторяющих форму индентора, рис. 2,б.

3.4. Построение диаграммы видов контактного взаимодействия материалов в зависимости от геометрии индентора и величины контактного напряжения.

В данной работе были изучены условия продольного и поперечного оттеснения металла, сопровождающие микровдавливание индентором или царапание резцом в зависимости от приложенных контактных напряжений, геометрии инструмента и прочности материала. Построена диаграмма видов контактного взаимодействия материалов в зависимости от геометрии инструмента и величины приложенных контактных сдвиговых напряжений, рис.3.

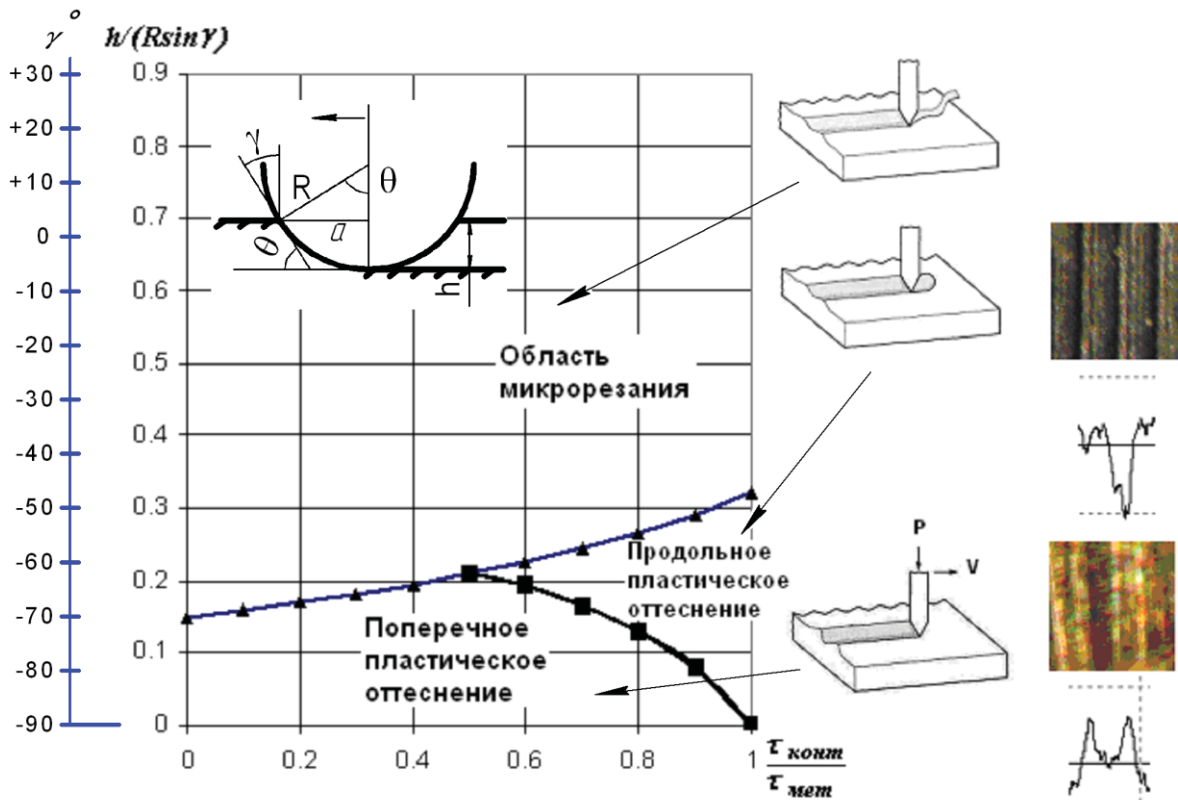


Рис. 3. Диаграмма видов контактного взаимодействия материалов в зависимости от геометрии индентора и величины приложенных относительных контактных сдвиговых напряжений

В качестве параметра, характеризующего геометрию индентора, было выбрано отношение глубины проникновения индентора h к радиусу закругления индентора R и синусу переднего угла γ , то есть, параметр $(h / R \sin \gamma)$, рис.3. Фактические контактные сдвиговые напряжения обрабатываемого материала рассчитывались согласно соотношению:

$$\tau_{\text{конт}} = \alpha G b \rho^{1/2},$$

где α - константа, приблизительно равная 0.3...0.5, G - модуль сдвига, b - вектор Бюргера, ρ – плотность дислокаций.

В качестве относительного контактного сдвигового напряжения принималось отношение фактического контактного сдвигового напряжения к предельному сопротивлению материала заготовки на сдвиг ($\tau_{\text{мет}}$), то есть параметр $(\tau_{\text{конт}} / \tau_{\text{мет}})$, рис.3.

Появление навалов по краям отпечатка или риски, образующихся в процессе вдавливания или царапания, свидетельствовало о протекании *поперечной пластической деформации* относительно направления движения кромки инструмента, рис.3.

Отсутствие навалов по краям отпечатка или риски, уплотнение, образование валика из материала впереди движущейся кромки инструмента свидетельствовало о протекании *продольной пластической деформации*, рис.3.

Показано, что поперечное и продольное пластическое оттеснение наблюдаются при относительно низких и высоких контактных напряжениях, соответственно.

Анализ поверхностей, полученных после механической обработки, заготовок с помощью оптической, электронной микроскопии и профилометрии, выявил 2 вида бороздок.

При относительно низких контактных напряжениях ($\tau_{\text{конт.}} \leq 0,5 \tau_{\text{мет.}}$) – формировались бороздки с навалами – как результат поперечного пластического оттеснения металла относительно направления сдвига.

При относительно высоких контактных напряжениях ($\tau_{\text{конт.}} \geq 0,5 \tau_{\text{мет.}}$) – формировались бороздки без навалов – как результат продольного пластического оттеснения металла относительно направления сдвига.

При передних углах и контактных напряжениях свыше некоторых критических значений, поперечное или продольное пластическое оттеснение сменялись микрорезанием и формированием микростружки, рис.3.

Таким образом, было показано, что пластическое оттеснение, сопровождающее вдавливание индентором или царапание резцом в контактной зоне пары трения «инструмент – заготовка», в зависимости от упруго-напряжённого состояния, может быть вызвано пластической деформацией продольной или поперечной и, соответственно, приводящее к формированию продольных или поперечных навалов впереди или с боковых сторон относительно направления движения кромки инструмента.

4. Заключение

При мягком способе нагружения (вдавливании или царапании), форма отпечатка в ГПУ- кристаллах зависит от анизотропии упругопластических характеристик и интенсивности локализации (сосредоточения) пластической деформации в зоне контакта с инструментом.

В процессе развития равномерной пластической деформации (деформационного упрочнения) по механизму многостадийной эволюции субструктуры, в теле зерен возникают встречные концентраторы напряжений, затрудняющие локализацию пластической деформации [6-10]. При этом профиль валика отпечатка или риски, образующихся в процессе вдавливания или царапания, сильно отличаются.

Чем меньше в нагруженном индентором материале развивается равномерное деформационное упрочнение, тем раньше наступает

локализация пластической деформации в узкой локальной области вдоль кромки концентратора, и тем отпечаток или риска в металле точнее повторяют форму индентора или резца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Панин В.Е., Гриняев Ю.В., Данилов В.И. и др. Структурные уровни пластической деформации и разрушения. Новосибирск: Наука, 1990. 255 с.
2. Лихачев В.А., Панин В.Е., Засимчук Е.Э. и др. Кооперативные процессы и локализация деформации. Киев: Наук. думка, 1989. 320 с.
3. Финкель В.М.. Физика разрушения. М.: Металлургия, 1970. 322 с.
4. Качанов Л.М. Основы механики разрушения. М.: Наука, 1974. 311 с.
5. Микляев П.Г., Нешпор Г.С., Кудряшов В.Г. Кинетика разрушения. М.: Металлургия, 1979. 279 с.
6. R. Komanduri: "New Observations on the Mechanism of Chip Formation When Machining Titanium Alloys", *Wear*, 1981, v. 69, p.179-188
7. M.A. Skotnikova, G.V. Tsvetkova, A.A. Lanina, N.A. Krylov, G.V. Ivanova: "Structural and phase transformation in material of blades of steam turbines from titanium alloy after technological treatment", *Book, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2015, p.93-101.
8. M.A. Skotnikova, N.A. Krylov, E.K. Ivanov, G.V. Tsvetkova: "Structural and phase transformation in material of steam turbines blades after highspeed mechanical effect", *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2016, p.159-168.
9. Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov, Evgeniy K. Ivanov. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels. *Key Engineering Materials. Vol. 674 (2016)*. pp. 358-364.
10. Skotnikova, M.A., Krylov, N.A. About the Nature of Dissipative Processes in Cutting Treatments of Titanium Vanes / *Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education"*, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. pp. 115-124.

M.A. Skotnikova¹, G.V. Ivanova², A.A. Popov³, O.V. Paitova⁴

LOCALIZATION OF PLASTIC DEFORMATION IN HCP-CRYSTALS DURING INDENTATION AND SCRATCHING

¹⁻⁴ Peter the Great St.-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

For example, the anisotropic titanium theoretically and experimentally that the profile roller (bulk) of the imprint or the risks generated in the process of measuring the hardness or scratching, depends on the ability of the material to transverse plastic deformation (with uniform strain hardening). It is shown that the smaller the capacity, the sooner comes the localization of plastic deformation in a narrow local region along the edge of the hub, and the imprint or risk in the metal is precisely the same shape of the indenter or cutter.

Key words: Titanium, crystallography, indentation, imprint, cross and longitudinal plastic deformation.

REFERENCES

- [1] Panin V. E., Grinyaev Y. V., Danilov V. I. and others Structural levels of plastic deformation and fracture. Novosibirsk: Nauka, 1990. 255 p.
- [2] V. A. Likhachev, V. E. Panin, E. E. Z asimchuk etc. Cooperative processes and localization of deformation. Kiev: Sciences. Dumka, 1989. 320 p.
- [3] Finkel V. M. the Physics of fracture. M.: Metallurgy, 1970. 322 p.
- [4] Kachanov L. M. fundamentals of mechanics of fracture. M.: Nauka, 1974. 311 p.
- [5] Mikljaev P. G., Neshpor G. S., V. G. Kudryashov, Kinetics of fracture. M.: Metallurgy, 1979. 279 p.
- [6] R. Komanduri: "New Observations on the Mechanism of Chip Formation When Machining Titanium Alloys", *Wear*, 1981, v. 69, p.179-188.
- [7] M.A. Skotnikova, G.V. Tsvetkova, A.A. Lanina, N.A Krylov, G.V. Ivanova: "Structural and phase transformation in material of blades of steam turbines from titanium alloy after technological treatment", *Book, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2015, p.93-101.
- [8] M.A. Skotnikova, N.A. Krylov, E.K. Ivanov, G.V. Tsvetkova: "Structural and phase transformation in material of steam turbines blades after highspeed mechanical effect", *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2016, p.159-168.
- [9] Margarita A. Skotnikova, Galina V. Tsvetkova, Nikolay A. Krylov, Evgeniy K. Ivanov. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels. *Key Engineering Materials*. Vol. 674 (2016). pp. 358-364.
- [10] Skotnikova, M.A., Krylov, N.A. About the Nature of Dissipative Processes in Cutting Treatments of Titanium Vanes / *Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education"*, Saint Petersburg, Russia, June 20-21, 2016. Springer - Verlag. Berlin-Heidelberg. 2017. pp. 115-124.

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

Т.М. Волосатова¹, А.В. Козов², Т.П. Рыжова³, О.С. Фаттаев⁴

ПРАКТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ДВИЖЕНИЯ ГРУППЫ РОБОТОВ СТРОЕМ



¹Тамара Михайловна Волосатова
Московский государственный технический университет им.
Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (495)564-96-20, E-mail: tamaravol@gmail.com



²Алексей Владимирович Козов
Московский государственный технический университет им.
Н.Э. Баумана, НУЦ «Робототехника»
Россия, Москва
Тел.: (499)741-32-74, E-mail: alexey.kozov@gmail.com



³Татьяна Павловна Рыжова
Московский государственный технический университет им.
Н.Э. Баумана, НУЦ «Робототехника»
Россия, Москва
Тел.: (499)367-09-63, E-mail: tatiana281186@yandex.ru



⁴Олег Сергеевич Фаттаев
Московский государственный технический университет им.
Н.Э. Баумана
Россия, Москва
Тел.: (916)220-46-35, E-mail: o.fattaev@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрена постановка задачи управления группой наземных мобильных роботов (мультиагентной робототехнической системой), движущихся строем, приведен обзор основных подходов к ее решению, описаны возможные ограничения. Предложен вариант комбинированного метода управления движением робота в строю, а также представлены результаты компьютерного моделирования и

экспериментальных исследований, проведенных с использованием группы мобильных роботов «Пластун».

Ключевые слова: мобильный робот, групповое управление, движение строем, мультиагентная система, компьютерное моделирование

Введение

В настоящее время проблема управления группами мобильных роботов становится все более актуальной как в России, так и за рубежом. Необходимость применения робототехнических групп возникает в случаях, когда возможностей отдельного робота недостаточно для решения поставленной проблемы. Одной из важных задач, возникающих при управлении перемещением группы, является формирование и поддержание роботами некоторого строя. Основные подходы к решению этой задачи были разработаны еще в конце прошлого века, но и в настоящее время, в связи со все более широким применением роботов, публикуется большое количество работ на эту тему. Активно развиваются методы группового управления беспилотными летательными аппаратами [1, 2], методы, основанные на использовании компьютерного зрения [3, 4], нейронных сетей и нечеткой логики [5, 6], роевой робототехники [7].

Несмотря на большое количество существующих вариантов решения задачи движения группы роботов строем, при их практической реализации могут возникать проблемы, связанные как с ограничением доступных вычислительных ресурсов отдельно взятого мобильного робота, так и с управляемостью каждого робота и группы в целом. Наиболее часто последняя проблема возникает при управлении роботами среднего и тяжелого класса. В процессе движения таких роботов даже небольшие задержки и ошибки в управлении способны вызвать серьезные последствия. В связи с указанными проблемами является актуальной задача разработки наиболее простого, надежного и малозатратного по вычислительным ресурсам метода управления перемещением роботов в строю.

Постановка задачи и основные определения

Рассмотрим мультиагентную систему неголономных роботов-агентов. Пусть W – статичное ограниченное связное открытое подмножество двумерного вещественного пространства, $W \subset \mathbf{R}^2$, в котором действует $n + 1$ агентов A_0, A_1, \dots, A_n . В W задана неподвижная декартова система координат XOY . Каждый агент A_i , $i \in [0:n]$ представляет модель неголономного мобильного робота, для которого в текущий момент времени t известны: его положение в системе XOY $p_i(t)$, заданное координатами x_i , y_i и ориентацией агента θ_i (угол между направлением вектора линейной скорости агента \bar{v}_i и осью OX), $p_i(t) = (x_i, y_i, \theta_i)^T$,

значения линейной v_i и угловой ω_i скоростей, а также постоянная продольная длина l_i . Движение неголономного робота описывает система [8 - 10]

$$\begin{cases} \dot{x}_i = v_i \cos \theta_i; \\ \dot{y}_i = v_i \sin \theta_i; \\ \dot{\theta}_i = \omega_i. \end{cases} \quad (1)$$

Также для всех роботов группы заданы одни и те же ограничения по максимальным значениям их линейной v_{\max} и угловой ω_{\max} скоростей.

Определим также следующие понятия. *Лидер* A_0 – робот-агент, бортовая система управления которого поддерживает режим автоматического движения, или управление которым осуществляет человек-оператор. Разобьем множество агентов на два, возможно пересекающихся, подмножества: ведущие и ведомые роботы. Каждому ведомому сопоставим одного ведущего таким образом, что если представить агенты вершинами, а связи «ведущий-ведомый» – направленными дугами от ведущего к ведомому, то полученный граф является ориентированным деревом, корневой вершиной которого является лидер группы. Агенты, которые находятся на наибольшем удалении от корня такого дерева, назовем *замыкающими*.

Для каждого ведомого агента A_j и соответствующего ему ведущего A_i , $i \in [0:n]$, $j \in [1:n]$, $i \neq j$ зададим требуемую дистанцию $d_{ij} > l_j$ и требуемый относительный угол ψ_{ij} между ними (рис. 1, а). Пара параметров $\{l_{ij}, \psi_{ij}\}$ задает положение ведомого в пространстве, определяя требуемую геометрическую конфигурацию строя. Необходимо определить такой закон управления $u_j(t)$, при котором ведомый в процессе движения ведущего изменял бы свое положение так, чтобы отклонение текущих значений параметров $\{d'_{ij}, \psi'_{ij}\}$ от требуемых не превышало заданных величин $|d_{ij} - d'_{ij}| \leq \varepsilon_d$ и $|\psi_{ij} - \psi'_{ij}| \leq \varepsilon_\psi$.

Далее рассматривается задача перемещения группы наземных роботов, для решения которой практически значимыми являются симметричные конфигурации строя, имеющие большую глубину (колонна, ромб и др., рис. 1, б). Принято допущение о наличии во всем пространстве W общей коммуникационной сети, посредством которой ведомому всегда доступны актуальные значения параметров x , y , θ , v и ω ведущего робота. Будем также считать, что робот-лидер всегда находится в «голове» строя.

Методы управления движением строя

Пусть группа агентов движется в простейшем строю типа «ромб». Если лидер такого строя движется по криволинейной траектории, движение остальных агентов можно организовать двумя способами. В случае фиксированной геометрической конфигурации строя (рис. 2, а)

даже незначительные повороты лидера будут вызывать существенные перемещения наиболее удаленных от него членов группы. Это увеличивает необходимое для маневров пространство, а при движении лидера со скоростями, близкими к максимальным, может привести к отставанию замыкающих и нарушению конфигурации строя. С практической точки зрения более целесообразным является вариант, когда агенты движутся по траекториям, являющимися эквидистантами к траектории лидера (рис. 2, б). В строе с такой полужесткой геометрической структурой боковой интервал между агентами фиксирован, а расстояние до впереди идущего агента может меняться в некотором диапазоне значений в зависимости от маневров лидера.

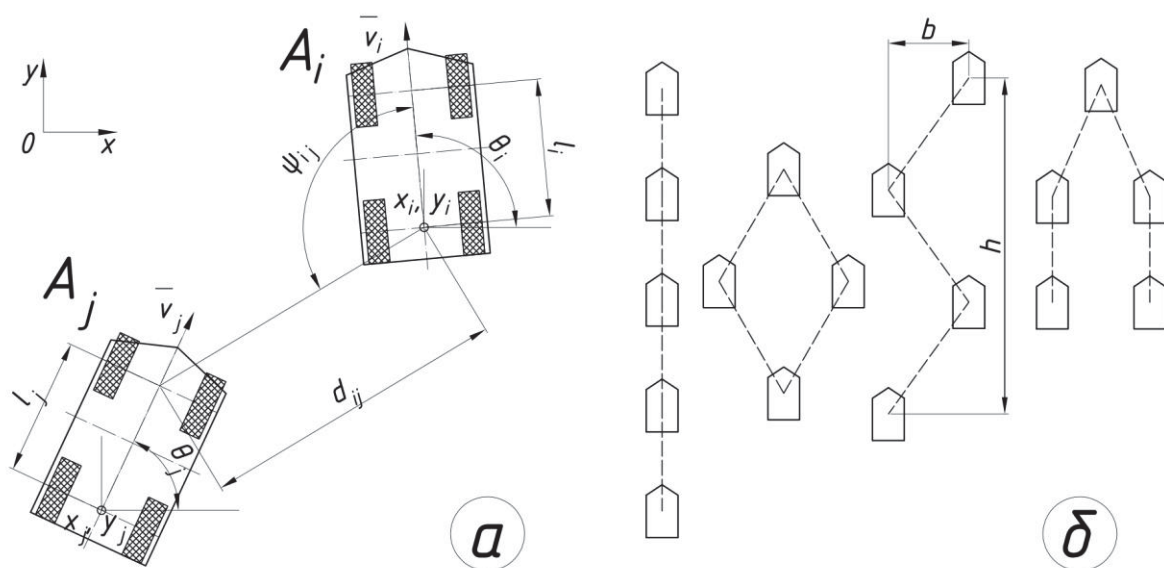


Рис. 1. К постановке задачи управления строем неголономных агентов: а) параметры пары ведущего и ведомого агентов; б) различные конфигурации строя, b – ширина строя, h – глубина строя

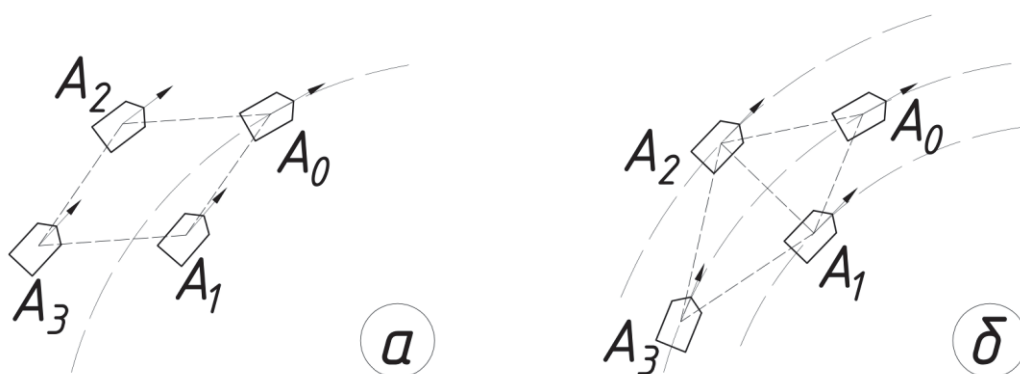


Рис. 2. Варианты движения строя ведомых агентов A_1, A_2, A_3 при поворотах: а) фиксированный строй; б) строй агентов, движущихся по траекториям, эквидистантным к траектории лидера A_0

Перечислим некоторые из существующих подходов к решению задачи формирования строя и управления движением группы роботов в строю.

Одно из возможных решений задачи управления перемещением строя роботов представлено в работе [9], где описан закон управления по опорной точке C , расположенной в центре группы агентов. Положение робота задано в криволинейной системе координат относительно C , для управления используются значения скорости v_C и кривизны траектории K_C опорной точки. Применение такого метода в рассматриваемой задаче осложнено тем, что положение лидера может быть отличным от положения опорной точки C .

Подробная математическая модель управления неголономным ведомым представлена в работе [11], где рассматривается конвоирование в строю типа «колонна». Другим очевидным вариантом управления ведомым в колонне является закон движения, при котором координаты и ориентация ведомого робота A_j в момент времени t будут совпадать с положением ведущего A_i с заданной временной задержкой T

$$p_j(t) = p_i(t - T)$$

$$\begin{cases} x_j^t = x_i^{t-T}; \\ y_j^t = y_i^{t-T}; \\ \theta_j^t = \theta_i^{t-T}. \end{cases} \quad (2)$$

При дискретизации по времени уравнений системы (1) для агента A_j имеем

$$\begin{cases} x_j^{t+1} = x_j^t + \Delta t v_j^t \cos \theta_j^t; \\ y_j^{t+1} = y_j^t + \Delta t v_j^t \sin \theta_j^t; \\ \theta_j^{t+1} = \theta_j^t + \Delta t \omega_j^t, \end{cases} \quad (3)$$

где Δt – интервал времени между вычислениями.

Из систем (2) и (3) можно получить систему

$$\begin{cases} v_j^t = \frac{x_i^{t-k\Delta t+1} - x_j^t}{2\Delta t \cos \theta_j^t} + \frac{y_i^{t-k\Delta t+1} - y_j^t}{2\Delta t \sin \theta_j^t}; \\ \omega_j^t = \frac{\theta_i^{t-k\Delta t+1} - \theta_j^t}{\Delta t}, \end{cases} \quad (4)$$

где $k = \frac{T}{\Delta t}$ и $0 \leq v_j^t \leq v_{\max}$, $0 \leq \omega_j^t \leq \omega_{\max}$. Реализация такого подхода требует хранения $k - 1$ предыдущих положений ведущего (его «следов»). Назовем закон управления (4) движением «след в след».

Работа [10] представляет решение задачи для случая фиксированного строя. Закон управления для ведомого на основе линейной v_i и угловой ω_i

скоростей робота-ведущего и угла его ориентации θ_i в принятых обозначениях может быть представлен в следующей форме [10]

$$\begin{cases} v_j^t = \rho_{ij} - l_j \omega_j \operatorname{tg} \gamma_i; \\ \omega_j^t = \frac{\cos \gamma_i}{l_j} (\alpha_\omega d_{ij}^t (\psi_{ij} - \psi_{ij}^t) - v_i \sin \psi_{ij} + l_{ij} \omega_i + \rho_{ij} \sin \gamma_i), \end{cases} \quad (5)$$

где $\rho_{ij} = \frac{\alpha_v (d_{ij} - d_{ij}^t) + v_i \cos \psi_{ij}}{\cos \gamma_i}$; $\gamma_i = \theta_i + \psi_{ij} - \theta_j$; α_ω и α_v – коэффициенты расчета угловой и линейной скоростей. Другой подход к управлению строем фиксированной структуры, использующий допущение о голономности всех агентов группы, рассмотрен в работе [12]. Еще один вариант высокоточного управления строем предложен в работе [13]. В контексте рассматриваемой задачи применение этих методов оптимально для тех ведомых, позиция которых в строю задана углом $\psi_{ij} = \pm \frac{\pi}{2}$.

В работах [3, 4] описан метод управления движением строя роботов, в основе которого лежит использование данных, получаемых системой компьютерного зрения. Этот подход предполагает установку на борту каждого агента всенаправленной камеры для мониторинга окружающего пространства и оценки положения относительно других роботов, что ограничивает область применения. Кроме того, обработка кадров в реальном времени может потребовать существенных вычислительных ресурсов.

Еще один подход к решению рассматриваемой задачи – применение нейро-нечеткого управления [6]. Основными недостатками этого метода являются сложность его реализации и необходимость формирования множества обучающих примеров для предварительного обучения искусственной нейронной сети.

Все рассмотренные методы обладают определенными ограничениями и их использование в контексте поставленной задачи может быть неэффективно. Устранение тех или иных недостатков, а также расширение области применения рассмотренных методов может быть выполнено путем комбинирования нескольких различных подходов. Рассмотрим следующую комбинацию методов управления движением группы роботов строем. Возьмем за основу закон управления «след в след» как наиболее простой и надежный для агентов, траектория движения которых должна совпадать с траекторией ведущего (замыкающие A_3 и A_4 на рис. 3). Учтем, что для предотвращения столкновений роботов при остановке ведущего, перемещение ведомого допускается только при выполнении условия $d_{ij}^t > d_{ij}$. Для агента, траектория движения которого должна соответствовать эквидистанте к траектории ведущего (агенты A_1, A_2 по отношению к лидеру-ведущему A_0 , рис. 3), введем понятие виртуального

ведущего – след ведущего, ближайший к проекции текущего положения ведомого на траекторию ведущего (A_{0V} на рис. 3). Отметим, что похожая концепция виртуальных лидеров представлена в [12]. Зададим управление для ведомого, например, по закону (5) относительно виртуального лидера. В результате получим строй с полужесткой геометрической структурой, где боковой интервал между роботами одинаков и является фиксированной величиной.

Значение временной задержки T для базового метода можно задать как константным, так и изменяющимся в некотором диапазоне в зависимости от текущей скорости ведомого агента. Интервал Δt задан частотой обновления информации о положении модели агента или реального робота.

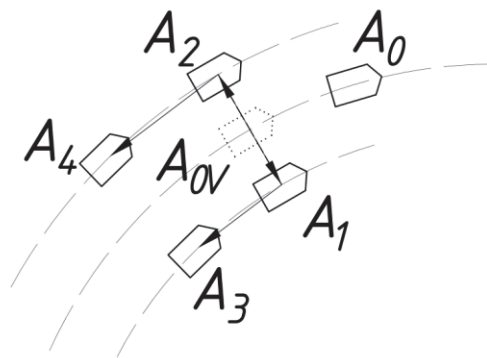


Рис. 3. Формирование строя комбинированным методом, стрелки указывают связи между ведущим и ведомым, A_0 – лидер, A_{0V} – виртуальный ведущий для агентов A_1 и A_2

Компьютерное моделирование и проведение натурального эксперимента

Для того чтобы сравнить эффективность различных методов управления группой роботов, движущихся строем, выполнено компьютерное моделирование с помощью робототехнических симуляторов Stage [14] и Gazebo [15]. Stage является 2D-симулятором с упрощенными моделями роботов в плоском виртуальном мире. Благодаря низким требованиям к вычислительным ресурсам, Stage может моделировать движение большой группы агентов (более десяти моделей) в реальном времени (рис. 4, а). Gazebo позволяет использовать более подробные трехмерные модели роботов, включающие инерциальные характеристики и особенности кинематики приводов, но высокая вычислительная ресурсоемкость моделирования не позволяет использовать более пяти-шести таких моделей одновременно.

Компьютерное моделирование движения строя агентов в робототехнических симуляторах проводилось при различных

конфигурациях строя. Результаты моделирования при управлении ведомыми в соответствии с системой (5) и значениях $\alpha_\omega = \alpha_v = 0,2$, показали, что из-за неограниченного диапазона изменения величины компонента $\alpha_\omega d_{ij}^t (\psi_{ij} - \psi_{ij}^t)$ значение линейной скорости ведомых часто достигает максимальной величины. Траектория движения ведомого может существенно отличаться от требуемой. Простейшим решением может служить уменьшение коэффициента α_ω , что, однако, негативно влияет на чувствительность системы управления и скорость реакции агентов на маневры лидера. Другим вариантом может быть модификация исходного закона, например, замена переменного множителя d_{ij}^t на константный, например, d_{ij} , или применение функции $\sin(\psi_{ij} - \psi_{ij}^t)$ вместо разности углов. При использовании указанных модификаций имеем следующий закон управления:

$$\begin{cases} v_j^t = \rho_{ij} - l_j \omega_j \operatorname{tg} \gamma_i; \\ \omega_j^t = \frac{\cos \gamma_i}{l_j} (\alpha_\omega d_{ij} \sin(\psi_{ij} - \psi_{ij}^t) - v_i \sin \psi_{ij} + l_j \omega_i + \rho_{ij} \sin \gamma_i). \end{cases} \quad (6)$$

По результатам компьютерного моделирования агентов, управляемых по правилу (6), можно сделать следующее заключение. Метод применим для управления строем, в котором каждый агент является ведущим для ближайшего робота, следующего за ним с небольшой дистанцией. Однако стоит учитывать, что при введении в модель погрешности определения положения агента, ошибка позиционирования в таком строе будет накапливаться с ростом удаленности от лидера, а предсказуемость поведения замыкающих агентов существенно снизится.

Реализация системы управления ведомым по закону (4) связана с накладными расходами на хранение в памяти списка позиций лидера. Оптимальным способом их хранения является структура данных, реализующая принцип FIFO (очередь). Моделирование движения группы агентов с управлением ведомым по такому закону показало, что этот метод хорошо подходит для поддержания строя типа «колонна». Среди основных особенностей движения агента, управляемого по закону (4), следует отметить следующие:

- при достаточной емкости очереди точность движения ведомого не зависит от дистанции до ведущего и определяется значением Δt (частотой получения данных о положении агентов);
- при переполнении очереди возможны искажение траектории движения;
- ведомые проявляют некоторую склонность к сглаживанию траектории лидера;

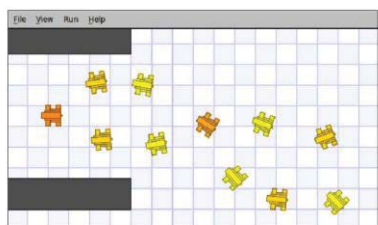
- точность управления понижается в непосредственной близости от лидера (при $d_{ij}^t < 2l_j$) в силу неголономности модели агента.

Применение комбинированного метода управления движением ведомого позволяет объединить положительные стороны каждого из законов (4) и (5). Полужесткая геометрическая структура строя агентов, управляемых комбинированным методом, обеспечивает достаточно точное следование ведомого по заданной траектории при большом диапазоне значений дистанции между ведущим и ведомым. Кроме того, предложенный подход позволяет получить меньшие отклонения ведомых от требуемого положения в строю. К недостаткам следует отнести увеличение сложности реализации и рост требований к вычислительным ресурсам для системы управления.

Разработанная на основе комбинированного метода система управления была испытана с помощью группы роботов «Пластун», разработанных в НУЦ «Робототехника» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Данные роботы имеют следующие технические характеристики:

- габаритные размеры ($L \times B \times H$): 640 x 480 x 520 мм;
- вес: 52 кг;
- максимальная скорость: 1,5 м/с;
- время автономной работы: до четырех часов.

Испытания, проведенные с использованием группы роботов «Пластун» (рис. 4, б), доказали работоспособность предлагаемого комбинированного метода управления. Основные проблемы, выявленные при испытаниях, связаны с точностью локализации робота в рабочей зоне и ограничением по частоте обмена данными между ними. Чем точнее определяются координаты и ориентация робота и чем выше частота информационного обмена, тем эффективнее работает предложенный метод управления группой роботов.



а



б

Рис. 4. Испытания комбинированного метода управления движением строя роботов:
а) моделирование движения строя в симуляторе Stage; б) движение строя роботов «Пластун»

Заключение

Проведенные испытания, содержащие компьютерное моделирование и натурный эксперимент с использованием реальных образцов роботов, подтвердили работоспособность и показали высокую надежность предлагаемого комбинированного метода управления движением строя с полужесткой геометрической структурой. Для заданного диапазона скоростей предлагаемый метод обеспечивает требуемую точность следования ведомого робота в строю. Условиями, ограничивающими использование метода, являются требование локализации роботов с заданной точностью в глобальной системе координат, необходимость в постоянном обмене информацией и предположение о статичности окружения. Развитие работы возможно как в направлении реализации динамического изменения конфигурации строя, так и объединения метода управления движением в строю с методами одновременной локализации и построения карты (SLAM), что позволит использовать описанный подход в динамически изменяющейся среде.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дьяченко А. А. Задача формирования строя в группе БПЛА // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2012. – Т. 128. – №. 3.
2. Иванов Д. Я. Формирование строя группой беспилотных летательных аппаратов при решении задач мониторинга // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2012. – Т. 129. – №. 4.
3. Mariottini G. L. et al. Vision-based Localization of Leader-Follower Formations // Decision and Control, 2005 and 2005 European Control Conference. CDC-ECC'05. 44th IEEE Conference on. IEEE, 2005. Pp. 635-640.
4. Das A. K. et al. A vision-based formation control framework // IEEE transactions on robotics and automation. 2002. Vol. 18. N 5. Pp. 813-825.
5. Hirota K. et al. Robots moving in formation by using neural network and radial basis functions // Fuzzy Systems, 1995. International Joint Conference of the Fourth IEEE International Conference on Fuzzy Systems and The Second International Fuzzy Engineering Symposium., Proceedings of 1995 IEEE Int. IEEE, 1995. Vol. 5. Pp. 91-94.
6. Ng K. C., Trivedi M. M. A neuro-fuzzy controller for mobile robot navigation and multirobot convoying // IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics). 1998. Vol. 28. N 6. Pp. 829-840.

7. Dorigo M. et al. Evolving Self-Organizing Behaviors for a Swarm-Bot // *Autonomous Robots*. 2004. Vol. 17. N 2. Pp. 223-245.
8. Зенкевич С. Л., Назарова А. В. Система управления мобильного колесного робота // *Вестник Московского государственного технического университета им. НЭ Баумана. Серия «Приборостроение»*. – 2006. – №. 3.
9. Barfoot T. D., Clark C. M. Motion planning for formations of mobile robots // *Robotics and Autonomous Systems*. 2004. Vol. 46. N 2. Pp. 65-78.
10. Desai J. P., Ostrowski J., Kumar V. Controlling formations of multiple mobile robots // *Robotics and Automation, 1998. Proceedings. 1998 IEEE International Conference on. IEEE, 1998. Vol. 4. Pp. 2864-2869.*
11. Petrov P. A Mathematical Model for Control of an Autonomous Vehicle Convoy // *The Proceedings of the 12th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling & Simulation*. 2008. Vol. 5. Pp. 8.
12. Морозова Н. С. Фиксированная геометрическая структура строя в задаче управления движением строя роботов с динамически изменяющимся количеством роботов в группе // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. НЭ Баумана*. – 2015. – №. 11.
13. Lewis M. A., Tan K. H. High Precision Formation Control of Mobile Robots Using Virtual Structures // *Autonomous robots*. 1997. Vol. 4. N 4. Pp. 387-403.
14. The Stage Robot Simulator [Электронный ресурс] // *Stage Manual*. – 2009. URL: <http://rtv.github.io/Stage/> (дата обращения 29.03.2017).
15. Gazebo [Электронный ресурс] // *Open Source Robotics Foundation*. – 2014. URL: <http://gazebosim.org/> (дата обращения 29.03.2017).

Т.М. Volosatova¹, А.В. Kozov², Т.Р. Ryzhova², О.С. Fattaev¹

PRACTICAL SOLUTION TO FORMATION CONTROL PROBLEM OF MULTIPLE MOBILE ROBOTS

¹Bauman Moscow State Technical University, Russia;

²Center of Education and Research «Robotics» in Bauman MSTU, Russia

Abstract

The paper considers the problem of how to control a group of multiple terrestrial mobile robots (multi-agent robotic system) moving in a formation. The paper gives an overview of basic methods of solving the stated problem and describes possible restrictions. A hybrid method of robot movement control in a

formation is suggested, the results of computer simulation and experimental research based on the group of «Plastun» mobile robots are provided.

Keywords: mobile robot, group movement, formation control, multi-agent system, computer simulation

REFERENCES

- [1] Dyachenko A. A. The Task of Forming Structure in Group of UAVs. News of Southern Federal University / Izvestiya Yuzhnogo federal'nogo universiteta. 2012. Vol. 128. N 3. (rus.)
- [2] Ivanov D. I. Formation of Structure by Group of Unmanned Aerial Vehicles in Tasks of Monitoring. News of Southern Federal University / Izvestiya Yuzhnogo federal'nogo universiteta. 2012. Vol. 129. N. 4 (rus.)
- [3] Mariottini G. L. et al. Vision-based Localization of Leader-Follower Formations // Decision and Control, 2005 and 2005 European Control Conference. CDC-ECC'05. 44th IEEE Conference on. IEEE, 2005. Pp. 635-640.
- [4] Das A. K. et al. A vision-based formation control framework // IEEE transactions on robotics and automation. 2002. Vol. 18. N 5. Pp. 813-825.
- [5] Hirota K. et al. Robots moving in formation by using neural network and radial basis functions // Fuzzy Systems, 1995. International Joint Conference of the Fourth IEEE International Conference on Fuzzy Systems and The Second International Fuzzy Engineering Symposium., Proceedings of 1995 IEEE Int. IEEE, 1995. Vol. 5. Pp. 91-94.
- [6] Ng K. C., Trivedi M. M. A neuro-fuzzy controller for mobile robot navigation and multirobot convoying // IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics). 1998. Vol. 28. N 6. Pp. 829-840.
- [7] Dorigo M. et al. Evolving Self-Organizing Behaviors for a Swarm-Bot // Autonomous Robots. 2004. Vol. 17. N 2. Pp. 223-245.
- [8] Zenkevich S. L., Nazarova A. V. Control System of Mobile Wheeled Robot. Herald of Bauman MSTU / Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.E. Baumana. Seriya: Rriborostroenie. 2006. N 3. (rus.)
- [9] Barfoot T. D., Clark C. M. Motion planning for formations of mobile robots // Robotics and Autonomous Systems. 2004. Vol. 46. N 2. Pp. 65-78.
- [10] Desai J. P., Ostrowski J., Kumar V. Controlling formations of multiple mobile robots // Robotics and Automation, 1998. Proceedings. 1998 IEEE International Conference on. IEEE, 1998. Vol. 4. Pp. 2864-2869.

- [11] Petrov P. A Mathematical Model for Control of an Autonomous Vehicle Convoy // The Proceedings of the 12th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling & Simulation. 2008. Vol. 5. Pp. 835-848.
- [12] Morozova N. S. Fixed geometric formation structure in formation control problem for group of robots with dynamically changing number of robots in the group. Science & Education of Bauman MSTU / Nauka i Obrazovanie of Bauman MSTU. 2015. N 11, Pp 465-484. (rus.)
- [13] Lewis M. A., Tan K. H. High Precision Formation Control of Mobile Robots Using Virtual Structures // Autonomous robots. 1997. Vol. 4. N 4. Pp. 387-403.
- [14] The Stage Robot Simulator // Stage Manual. URL: <http://rtv.github.io/Stage/>
- [15] Gazebo // Open Source Robotics Foundation. URL: <http://gazebo.org/>

А. В. Титов¹, А. Ю. Вуколов²

СВОБОДНОЕ ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ, ЕГО ПРЕИМУЩЕСТВА И ПРИМЕНЕНИЕ В ПОДГОТОВКЕ ТЕКСТОВОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ ПО КУРСУ ТММ В МГТУ ИМ. Н. Э. БАУМАНА



¹ Александр Вячеславович Титов,
Московский Государственный Технический Университет им. Н.
Э. Баумана, факультет «Аэрокосмический»
Россия, Москва
E-mail: aserwqq@gmail.com



² Андрей Юрьевич Вуколов, ассистент
Московский Государственный Технический Университет
им. Н. Э. Баумана, кафедра «Теория механизмов и машин»
Россия, Москва
Тел.: +7(910)416-3280, E-mail: twdragon@bmstu.ru

Аннотация

Создание текстовой конструкторской документации — одна из наиболее трудоемких частей любого инженерного или научного проекта. В МГТУ им. Н. Э. Баумана курсовые проекты, в том числе по ТММ, сопровождаются расчётно-пояснительной запиской и другой текстовой документацией. Отличительной особенностью такой документации является большой объем необходимой редактуры и набора формул. В данной статье приводятся примеры применения свободного программного обеспечения (ПО) (в частности, системы LaTeX) и его преимущества перед проприетарными решениями (MS Word).

Ключевые слова: свободное программное обеспечение, open source, ТММ, техническое образование, текстовая конструкторская документация, LaTeX, MS Word, лицензирование ПО

Введение

Технический прогресс сделал ЭВМ и программные средства создания конструкторской документации практически единственными применяе-

мыми инструментами в области технического образования. Однако большинство решений в этой области лицензируются по собственной (проприетарной) модели. Их очень сложно использовать в меняющейся аппаратной среде, например, в компьютерных классах. Лицензионный контроль представляет отдельную задачу, требующую отдельных комплектов ПО, которые сложны в развертывании на большом количестве машин. Когда в учебный процесс введено более 3-4 проприетарных программных средств, также возникает проблема совместимости из-за необходимости регулярного обновления операционных систем, лицензий и аппаратного обеспечения. Она, вместе с существующими проблемами лицензирования деривативов (производных продуктов, созданных на проприетарном ПО) делает невозможным развёртывание и использование документации и/или вспомогательного ПО, разработанных студентами, на собственных или сторонних университетских машинах.

Чтобы разрешить описанные правовые проблемы, международными сообществами добровольцев, такими как проект GNU и Free Software Foundation, были разработаны специальные нормативные документы широкого применения, называемые *свободными лицензиями* [1-4]. Часть из них находятся на данный момент в процессе ратификации в России. Они позволяют пользователю развивать и распространять собственные программы, документацию и другие, базирующиеся на них, решения и продукцию, а также размещать тексты, программный код и/или исполняемые файлы в общественном достоянии со строго определенными и ограниченными требованиями [16]. Основные работы по продвижению свободных лицензий исполняют зарегистрированные международные некоммерческие организации Free Software Foundation (FSF) и Open Source Initiative (OSI). Свободное ПО активно развивается во всём мире, в том числе и в МГТУ им. Н. Э. Баумана [7, 19]. Отдельным его преимуществом в инженерном деле и техническом образовании является возможность свободно распространять созданную графическую и текстовую документацию технических решений между коллегами без необходимости оформления специальных разрешений (за исключением случаев, регулируемых отдельно действующими нормами права, например, о государственной и коммерческой тайне).

Особенности текстовой документации, разрабатываемой в учебном процессе МГТУ им. Н. Э. Баумана

В учебном процессе студенты МГТУ им. Н. Э. Баумана создают следующие виды текстовой конструкторской документации:

- Спецификация;
- Расчётно-пояснительная записка (РПЗ);

- Пояснительная записка типового расчета;
- Перечень составных частей.

Каждый тип создаваемой документации требует отдельного набора программных средств, специфичных для конкретной аппаратной платформы и операционной системы. В МГТУ им. Н. Э. Баумана спецификация чаще всего создаётся теми же САД-программами, что и графическая документация [7, 19, 20]. Расчетно-пояснительные и пояснительные записки создаются с использованием офисных программ и пакетов общего назначения. Они включают библиографию, большое количество графических данных и формул. Для обычных проектов, в частности, по ТММ, нет специальных требований к программным средствам. Однако на подавляющем количестве факультетов и кафедр используется проприетарное решение Microsoft Office, которое лицензируется по специальной модели и не может быть использовано студентом за пределами сети университета или на собственной машине. Некоторые документы также требуют применения специальных шрифтов, подготовленных по стандартам ISO или ГОСТ. Эти шрифты проприетарны и распространяются такими производителями, как Autodesk, АСКОН и TopSystems. Часто также требуется преобразование документации в формат PDF. Окружение и ПО Windows не предоставляет для этого готовых решений. Преобразование в PDF производится, в большинстве случаев, проприетарным пакетом Adobe Acrobat, так как прочие решения требуют специальной интеграции в подсистему печати Windows. Возможность работы с PDF с некоторыми ограничениями предоставляется также в свободном пакете офисных программ OpenOffice, который, однако, имеет проблемы интеграции с экосистемой Microsoft Office и Windows.

Преимущества свободного ПО в учебном процессе

Кроссплатформенность и межмашинная переносимость

Практически все свободное ПО является кроссплатформенным по условиям разработки, и учитывает различия между различными аппаратными платформами и операционными системами, в то время, как проприетарные решения привязываются к среде выполнения, обеспечивающей лицензионный контроль. Например, свободный пакет офисных программ LibreOffice выполняется на Linux, Macintosh MacOS X и Windows. Пакет же Microsoft Office является частью экосистемы Windows, и недоступен для использования за ее пределами. Кроме того, все офисные программы общего назначения, использующие смешанное хранение графических, бинарных и текстовых данных, имеют проблемы межмашинной переносимо-

сти: реализуемый ими принцип WYSIWYG¹ требует учета различий обработки документа на различных платформах, но не в состоянии обеспечить учет различий в работе аппаратного обеспечения. Таким образом, вид разрабатываемой документации оказывается зависимым от конкретной машины, и это ограничение фундаментально. Сам документ имеет строго определенный вид по умолчанию, повторная установка настроек обязательна и выполняется через диалоги (рис. 1, а, б).

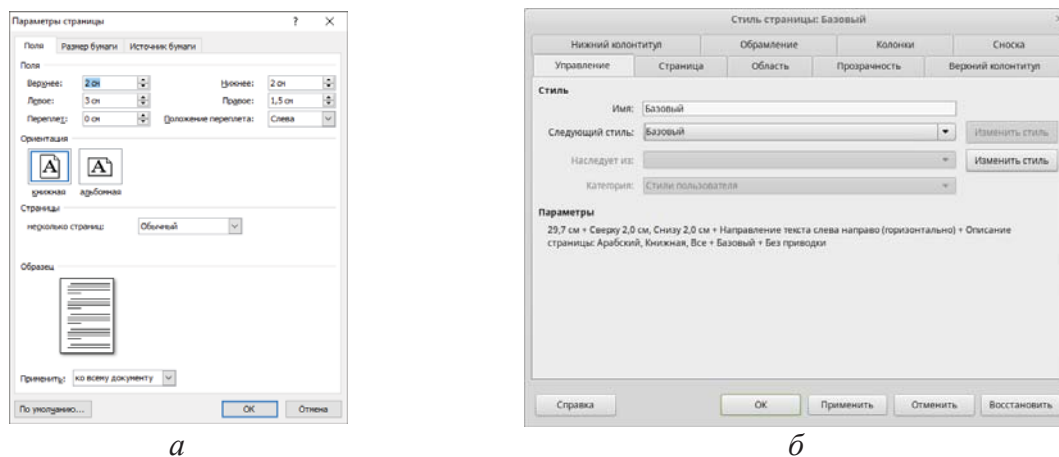


Рис. 1. Диалоги настройки внешнего вида документа в Word и LibreOffice

Для исключения большого количества дополнительных действий пользователя при подготовке большого числа одинаковых документов, в WYSIWYG-решения включают механизм шаблонов — возможность создания отдельного файла настроек, на основе которого генерируется новый документ. Данное решение делает документ зависимым не только от отдельного устройства, но и от версии программы: шаблоны, созданные в разных версиях одной и той же программы могут не иметь совместимости между собой из-за различий в реализованных функциях.

LaTeX при обработке не следует методологии WYSIWYG (тем не менее, известны GUI²-решения с подобным функционалом, например, редактор LyX). Вместо этого он предоставляет специализированный язык программирования TeX, содержащий команды для настройки внешнего вида документа, а также всех его элементов. В этом случае документ представляется простым текстом с определенной кодовой таблицей. Настройки вида конкретного документа содержатся в этом же файле и записываются в обязательном стандартном заголовке (т.н. *преамбуле*). Преамбула содержит, в том числе, определение типа и группы, к которой относится документ (поле значения `article` в лст. 1). Все общие настройки вида для

¹ **WYSIWYG** (What You See Is What You Get) – принцип и методология подготовки документов в электронном виде, предписывающие идентичное отображение документа на экране в процессе редактирования и при выводе на любом другом носителе.

² **GUI** – Graphical User Interface, графический интерфейс пользователя – набор элементов управления, реализующих взаимодействие программы с пользователем

группы и причисленных к ней типов содержатся в специальном стилевом файле, заданном согласно стандарту языка TeX, и содержащем простой текст, определенный в кодовой таблице ASCII.

```
1 \documentclass{article}
2 \usepackage[russian]{babel}
3 \usepackage[utf8]{inputenc}
4 \usepackage{amsmath,amssymb,epsfig}
5 \usepackage{epstopdf}
6 \usepackage{url}
7 %Listing package configuration
8 \usepackage{listings}
9 \usepackage{color}
10 \definecolor{dkgreen}{rgb}{0,0.6,0}
11 \definecolor{gray}{rgb}{0.5,0.5,0.5}
12 \definecolor{mauve}{rgb}{0.58,0,0.82}
```

Листинг 1. Пример преамбулы для документа типа «статья»

Такой подход к оформлению является полностью кроссплатформенным и свободным от межмашинной непереносимости: все команды определены внутри самого документа и исполняются в момент вывода оптимальным образом для текущей машины. Таким образом, одинаковые настройки типа и группы исходных файлов дают одинаковый результат, не зависящий ни от операционной системы, ни от версии программ. LaTeX позволяет выводить файлы в форматах PostScript, PDF и DVI, реализующих машинно-независимое отображение и имеющих поддержку свободным ПО. Удобство пользователя при работе с LaTeX достигается применением интегрированных сред разработки (IDE³), таких, как TeXmaker.

Все изложенное выше [20], а также закрытость спецификации и стандартов обработки форматов документов Microsoft Office делают LaTeX единственным действительно кроссплатформенным свободным ПО для подготовки текстовой документации всех видов. Основным недостатком LaTeX – необходимость дополнительного изучения языка TeX для успешной работы, в учебном процессе МГТУ им. Баумана нивелируется перспективами свободного распространения созданных документов и шаблонов, а также широким распространением LaTeX в качестве настольной издательской системы для научных публикаций.

Редактура и создание формул

Набор и редактура формул на ЭВМ – сложная и нетривиальная задача, решение которой осложнено ориентированностью ЭВМ на единообразное оформление строковых данных. WYSIWYG-решения стремятся разделить

³ IDE – Integrated Development Environment, интегрированное рабочее окружение – среда, обеспечивающая удобство пользователя при работе с языками человеко-машинного взаимодействия.

редактирование текста и набор формул на две независимые задачи. В этом случае формула определяется стандартом как бинарный объект («смарт-объект» в терминологии Microsoft Office) со своей структурой и правилами обработки, которые реализуются отдельной программой, называемой *сервером внедрения*. Она отрисовывает и предоставляет формулу для вставки в документ в виде растрового изображения (вместе с исходным двоичным кодом объекта, но такое поведение определено не во всех стандартах). Полученное графическое отображение формулы может быть интерпретировано как специальный символ внутри разделенного на строки текста. Он требует перерисовки каждый раз, когда требуется, например, изменение видимого размера.

Большинство офисных программ общего назначения реализуют специальные технологии для создания ссылок на исходный код объекта, представляющего формулу в обрабатываемом документе. Например, Microsoft Office использует подход с хранением иерархической структуры, представляющей формулу, в сжатом файле-архиве внутри формата DOC. Такая комбинированная технология внедрения, называемая OLE (*Object Linking and Embedding*) позволяет интегрировать напрямую в документ не только сам объект-формулу, но и сервер внедрения, называемый в терминологии OLE *OLE-сервером* [5, 17, 18]. Каждый из серверов требует при таком подходе отдельной установки и интеграции в среду Windows. OLE-сервер для формул, встроенный в Microsoft Office носит название Microsoft Equation и имеет интегрированный интерфейс (рис. 2, а). В свободном пакете ПО LibreOffice сервер внедрения реализует собственную технологию набора формул и оформлен в виде отдельного приложения LibreOffice Math со встроенным интерфейсом командной строки (рис. 2, б).

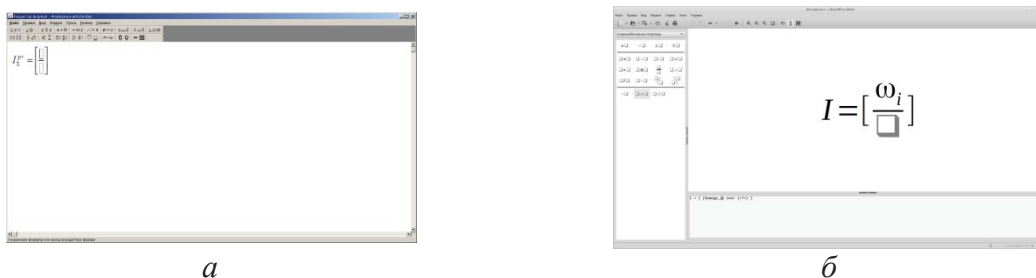


Рис. 2. Интерфейс Microsoft Equation 3.0 (а) и LibreOffice Math (б)

Подобный подход к редактуре формул понижает скорость работы пользователя из-за постоянного переключения внимания с клавиатурного ввода стандартных символов на выбор специальных символов и операторов математических операций с помощью мыши по экранному меню. Единственное преимущество работы в таком окружении – высокая наглядность взаимодействия и обратной связи между видом объекта и действиями пользователя.

В LaTeX формула не является внешним объектом по отношению к тексту документа. Она получается из символов стандартных и специальных математических шрифтов, варьируемых по размеру [10]. Операция вставки не требуется, формула обрабатывается как простой текст, реализующий древовидную структуру последовательности вложенных математических операций. Формула, этапы редактирования которой показаны на рис. 2, выглядит при наборе в LaTeX как последовательность команд:

```
$$ I_{\Sigma}^{\text{pr}} = \left[ \frac{\omega_i}{\omega_1} \right] $$
```

и определяется в документе с видом:

$$I_{\Sigma}^{\text{pr}} = \left[\frac{\omega_i}{\omega_1} \right]$$

Математические операции внутри формулы представлены в виде последовательности команд, что позволяет легко соединять математические объекты в подготавливаемом документе с реальными вычислениями. В процессе обучения это дает ряд преимуществ:

- Повышение скорости редактирования;
- Улучшение понимания логики вычислений, так как студент вынужден обращаться с выражениями внутри формулы по принципу вложенности, соответствующему математически корректной последовательности вычислений;
- Возможность повторного использования однажды подготовленной формулы, а также создания базы данных математических объектов для последующих проектов.

Необходимость изучения команд для подготовки формул в LaTeX дополнительно реализует известный «русский метод» инженерного образования [6, 11], так как студент улучшает необходимые в будущей деятельности навыки программирования одновременно с подготовкой документации по текущему проекту. После этого он получает дополнительный опыт, позволяющий в дальнейшем самостоятельно разрабатывать специальные решения (например, графические IDE и генераторы отчетов), где формулы будут генерироваться автоматически в виде текста LaTeX с использованием самостоятельно разработанных программ и/или баз данных. В работе [13], в частности, приведен пример подобного проекта.

Генерация и обработка графики

Как уже было описано выше, в WYSIWYG-решениях растровая и векторная графика редактируется в составе документа отдельно с помощью серверов внедрения. Для обработки векторной графики используются специализированные встроенные средства с ограниченной относительно САД-систем функциональностью. Они работают с каждой частью векторного объекта, как со «смарт-объектом», а затем преобразуют векторную графику в растровую. Такой метод не совместим с процессом инженерного

образования: полученные растровые изображения нельзя интегрировать в существующие проприетарные САД-решения. Кроме того, офисные решения общего назначения не содержат средств создания графики, удовлетворяющей инженерным стандартам, так как эта функция не является основной.

Существующие специализированные WYSIWYG-решения для подготовки технической документации полного цикла, например, T-FLEX DOCs, предоставляют возможности комплексной автоматизации создания и редактирования документов, соответствующих стандартам. В рамках обучения инженеров такое решение неприемлемо: оно требует специфического опыта, полученного на специальных курсах операторов [14].

В LaTeX обработка графики реализуется набором модулей, которые являются свободным ПО и могут использоваться отдельно. Каждый модуль, например, `graphicx`[9] обрабатывает свои типы графических данных. Отрисовка в документе реализуется напрямую ядром LaTeX. Этот подход является кроссплатформенным и не имеет проблем переносимости, как уже было описано выше.

Важнейшим преимуществом системы графических модулей LaTeX является возможность визуализации векторных изображений при помощи командных последовательностей (скриптов). Некоторые модули, такие как PGFPLOTS, позволяют пользователю создать скрипт, например, с настройками графика математической функции, включая рамки, легенду, внешний вид кривой. После этого сами данные, подлежащие визуализации, представляются в форме математического выражения строковой записи, или файла в человеко-читаемом формате (например, CSV). Простой пример использования генерации объёмной поверхности с помощью математического выражения представлен на рис. 3.

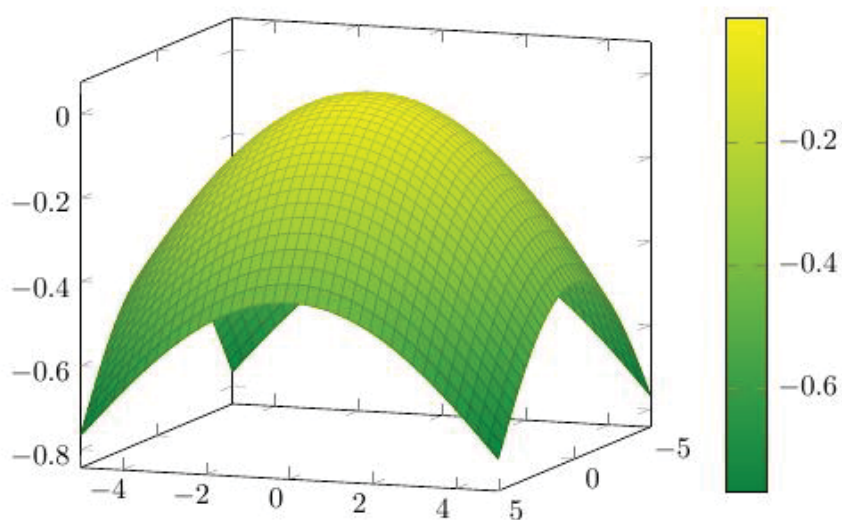


Рис. 3. Пример визуализации генерируемого графика функции

Он реализуется последовательностью команд:

```
1 \begin{tikzpicture}
2 \begin{axis}[view={110}{10}, colormap,
3 \addplot3[surf] {-sin(x^2 + y^2)};
4 \end{axis}
5 \end{tikzpicture}
```

Заключение

Описанные возможности делают LaTeX практически универсальным средством для подготовки текстовой конструкторской документации, в том числе решения задач анализа массивов данных. В процессе обучения ТММ студент может легко удовлетворять требованиям «русского метода» обучения, и может использовать экспериментальные данные, обновляемые прямо в процессе подготовки документации. Это связывает реальное развитие и обучение, позволяет университету повышать компетентность выпускников. Сегодня LaTeX широко используется в МГТУ им. Н. Э. Баумана как свободная альтернатива офисным WYSIWYG-решениям общего назначения. Он также позволяет студентам развить понимание инженерной работы с использованием навыков программирования и логического мышления. Особые модули, такие как PGFplots, позволяют LaTeX частично реализовать функционал систем компьютерной математики, например, MathCAD. Все перечисленное делает LaTeX идеальным решением для подготовки текстовой конструкторской документации на Аэрокосмическом факультете МГТУ им. Н. Э. Баумана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Common development and distribution license (CDDL-1.0). Published by Open Source Initiative. URL <https://opensource.org/licenses/CDDL-1.0>
2. The MIT license. Published by Open Source Initiative. URL <https://opensource.org/licenses/MIT>
3. GNU GPL general public license version 3, 29 June 2007. Published by Free Software Foundation (2007). URL <http://www.gnu.org/licenses/gpl.html>
4. GNU LGPL lesser general public license version 3, 29 June 2007. Published by Free Software Foundation (2007). URL <http://www.gnu.org/copyleft/lesser.html>
5. Bangsow, S.: Data Exchange and Interfaces, pp. 661–704. Springer International Publishing, Cham (2016). DOI 10.1007/978-3-319-19503-2 14
6. An efficient educational methodology for teaching Theory of Machines and Mechanisms discipline / Baryshnikova, O.O., Egorova, O.V., Omelchenko, V. // In: Proceedings of 14th IFToMM World Congress 2015, vol. 1. Taipei,

- Taiwan (2015). DOI 10.6567/IFTToMM.14TH.WC.OS5.008. URL <http://www.iftomm2015.tw/IFTToMM2015CD/PDF/OS5-008.pdf>
7. Инструментальные средства для автоматизированной количественной оценки метакомпетенций учащихся. Обзор. / Белоношко П. П., Белоус В. В., Карпенко А. П., Храмов Д. А. // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана, №10, 2015. URL <http://technomag.bmstu.ru/doc/821623.html>
 8. Комплексная автоматизация АО «Уралкриомаш» с применением PLM-системы / Бочарникова, Н. А. // Автоматизация в промышленности. №9, стр. 7–10, М., 2016
 9. Carlisle, D.P.: The LaTeX 3 project. Packages in the graphics bundle. URL <http://mirrors.ctan.org/macros/latex/required/graphics/grfguide.pdf>
 10. Cohl, H.S., Schubotz, M., McClain, M.A., Saunders, B.V., Zou, C.Y., Mohammed, A.S., Danoff, A.A.: Growing the Digital Repository of Mathematical Formulae with Generic LaTeX Sources, pp. 280–287. Springer International Publishing, Cham (2015). DOI 10.1007/978-3-319-20615-8 18
 11. О «Русском методе» обучения инженеров / Егорова О. В. // Международная жизнь, №1, 2014. URL <http://interaffairs.ru/read.php?item=10459>
 12. Ghosh, R., Glott, R., Krieger, B., Robles, G.: Free/libre and open source software: Survey and study. Tech. rep., International Institute of Infonomics, University of Maastricht (2002)
 13. Groza, T., Handschuh, S., Möller, K., Decker, S.: SALT — Semantically Annotated LaTeX for Scientific Publications, pp. 518–532. Springer Heidelberg, Berlin, (2007). DOI 10.1007/978-3-540-72667-8 37
 14. Комплексная автоматизация на PLM-платформе T-Flex / Кочан, И. Н. CAD и графика, №6(224), стр. 54–56, 2015
 15. Norserium: Отрисовка графики в LaTeX – PGFPlots. 2015. URL <https://habrahabr.ru/post/250997/>
 16. Roberts, J.A., Hann, I.H., Slaughter, S.A.: Understanding the motivations, participation, and performance of open source software developers: A longitudinal study of the Apache projects. Management Science 52(7), 984–999, 2006. DOI 10.1287/mnsc.1060.0554
 17. Schön, D.: IT-Unterstützung, pp. 199–346. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden 2016. DOI 10.1007/978-3-658-08009-9 5
 18. Schwessinger, M., Schürmann, T., Süßer, K.: OLE und Dynamischer Datenaustausch, pp. 793–808. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden 1992. DOI 10.1007/978-3-322-96369-7 42
 19. Свободные инструменты для организации работ по разработке информационных систем в строительстве / Сорокин М. О., Хотеев С. Д. // Молодежный научно-технический вестник, №1, 2013. URL <http://sntbul.bmstu.ru/doc/532852.html>
 20. Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education

of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham, 2017. DOI 10.1007/978-3-319-44156-6 26

Alexander Titov¹, Andrei Vukolov²

FREE SOFTWARE, ITS ADVANTAGES AND APPLICATIONS ON PREPARING OF TEXT DOCUMENTATION IN TMM COURSE OF BAUMAN UNIVERSITY

¹Bauman Moscow State Technical University, Aerospace faculty, Russia;

²Bauman Moscow State Technical University, TMM department, Russia.

Abstract

Creation of the text documentation is practically hardest part of any engineering, software development or scientific project. In Bauman University every TMM project includes main text document (thesis) which contains explanation of all calculations performing for the project. To reduce time of preparation for such documents the complete editing solution with formulae support needed. In this paper usage of LaTeX (as common free solution) is considered in comparison with most known proprietary solutions such as MS Word and T-Flex DOCs.

Key words: open source, free software, TMM, engineering education, text documentation, LaTeX, MS Word, Russian Method

REFERENCES

- [1] Common development and distribution license (CDDL-1.0). Published by Open Source Initiative. URL <https://opensource.org/licenses/CDDL-1.0>
- [2] The MIT license. Published by Open Source Initiative. URL <https://opensource.org/licenses/MIT>
- [3] GNU GPL general public license version 3, 29 June 2007. Published by Free Software Foundation (2007). URL <http://www.gnu.org/licenses/gpl.html>
- [4] GNU LGPL lesser general public license version 3, 29 June 2007. Published by Free Software Foundation (2007). URL <http://www.gnu.org/copyleft/lesser.html>
- [5] Bangsow, S.: Data Exchange and Interfaces, pp. 661–704. Springer International Publishing, Cham (2016). DOI 10.1007/978-3-319-19503-2 14
- [6] Baryshnikova, O.O., Egorova, O.V., Omelchenko, V.: An efficient educational methodology for teaching Theory of Machines and Mechanisms discipline. In: Proceedings of 14 th IFToMM World Congress 2015, vol. 1. Taipei, Taiwan (2015). DOI 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS5.008. URL <http://www.iftomm2015.tw/IFToMM2015CD/PDF/OS5-008.pdf>

- [7] Belonozhko, P.P., Belous, V.V., Karpenko, A.P., Khramov, D.A.: Instruments for automated numeric estimation of trainees' meta competences (in Russian). *Science and Education: an Electronic Scientific Journal* (10) (2015). URL <http://technomag.bmstu.ru/doc/821623.html>
- [8] Bocharnikova, N.A.: Complex automation of Uralkryomash AO using PLM-system (in Russian). *Automation in Industry* 9, 7–10 (2016)
- [9] Carlisle, D.P.: The LaTeX 3 project. Packages in the graphics bundle. URL <http://mirrors.ctan.org/macros/latex/required/graphics/grfguide.pdf>
- [10] Cohl, H.S., Schubotz, M., McClain, M.A., Saunders, B.V., Zou, C.Y., Mohammed, A.S., Danoff, A.A.: Growing the Digital Repository of Mathematical Formulae with Generic LaTeX Sources, pp. 280–287. Springer International Publishing, Cham (2015). DOI 10.1007/978-3-319-20615-8 18
- [11] Egorova, O.V.: About "Russian Method" of training of engineers (in Russian). *International Affairs* (1) (2014). URL <http://interaffairs.ru/read.php?item=10459>
- [12] Ghosh, R., Glott, R., Krieger, B., Robles, G.: Free/libre and open source software: Survey and study. Tech. rep., International Institute of Infonomics, University of Maastricht (2002)
- [13] Groza, T., Handschuh, S., Möller, K., Decker, S.: SALT — Semantically Annotated LaTeX for Scientific Publications, pp. 518–532. Springer Berlin Heidelberg, (2007). DOI 10.1007/978-3-540-72667-8 37
- [14] Kochan, I.N.: Complex automation based on T-FLEX PLM platform (in Russian). *CAD and Graphics* (6 (224)), 54–56 (2015)
- [15] Norserium: Plotting graphs in LaTeX — PGFPlots (in Russian) (2015). URL <https://habrahabr.ru/post/250997/>
- [16] Roberts, J.A., Hann, I.H., Slaughter, S.A.: Understanding the motivations, participation, and performance of open source software developers: A longitudinal study of the Apache projects. *Management Science* 52(7), 984–999 (2006). DOI 10.1287/mnsc.1060.0554
- [17] Schön, D.: IT-Unterstützung, pp. 199–346. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden (2016). DOI 10.1007/978-3-658-08009-9 5
- [18] Schwessinger, M., Schürmann, T., Süßer, K.: OLE und Dynamischer Datenaustausch, pp. 793–808. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden (1992). DOI 10.1007/978-3-322-96369-7 42
- [19] Sorokin, M.O., Khoteev, S.D.: Free instruments for organization of information systems development in building (in Russian). *The Youth Herald of Technics and Science* (1) (2013). URL <http://sntbul.bmstu.ru/doc/532852.html>
- [20] Vukolov, A.: Free and Open Source Software Applications for Education of TMM Discipline in Bauman University, pp. 253–260. Springer International Publishing, Cham (2017). DOI 10.1007/978-3-319-44156-6

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-38

УДК 621.865.8+62-503.5

В.В. Дяшкин-Титов¹, В.В. Жога², И.А. Несмиянов¹, Н.С. Воробьева¹

ДИНАМИКА МАНИПУЛЯТОРА ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ



¹Виктор Владимирович Дяшкин-Титов, к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный
университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: c_43.52.00@mail.ru



²Виктор Викторович Жога, д.ф.-м.н., профессор
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный технический
университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)24-80-99, E-mail: Zhoga@vstu.ru



¹Иван Алексеевич Несмиянов, к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный
университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: ivan_nesmiyanov@mail.ru



¹Наталья Сергеевна Воробьева, к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный
университет
Россия, г. Волгоград
Тел.: (8442)41-18-49, E-mail: vorobva@inbox.ru

Аннотация

В работе представлена математическая модель динамики манипулятора параллельно-последовательной структуры с управляемым трехступенным захватным устройством. Получены зависимости программных усилий и движущих моментов приводных

электродвигателей.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научных проектов № 16-38-00485 мол_а, 16-48-340395р_а.

Ключевые слова: манипулятор, параллельно-последовательная структура, динамика, захватное устройство, кинетическая энергия.

В современных технологических машинах получили распространение механизмы параллельной структуры, которые представлены широким разнообразием их исполнения. Их высокая производительность, надежность и точность реализации программных движений обуславливает применение таких манипуляторов в различных отраслях промышленности: в машиностроении при механической обработке деталей сложной геометрии [1,2], приборостроении, при упаковке продукции [3], в пищевой промышленности в технологических процессах при производстве и переработке сельскохозяйственной продукции [4].

Достоинствами манипуляторов с механизмами параллельной структуры, по сравнению с традиционными, представляющими собой совокупность последовательно соединенных звеньев, являются повышенная жесткость, что обеспечивает высокую точность реализации программных движений, достижение высоких скоростей и ускорений захватного устройства. Кроме того, механизм таких манипуляторов совмещает функции металлоконструкции и приводных механизмов, что существенно снижает металлоемкость манипулятора [5].

До настоящего времени, в силу ограниченности зоны обслуживания, относительно небольшой манипулятивности захвата манипулятора, измеряемой «свободой движения», какую имеет рабочий орган [6], в наименьшей степени поддаются механизации и автоматизации технологические процессы при переработке сельскохозяйственной продукции: сортировка плодов и овощей, пакетирование и затаривание [7].



Рис. 1. Применение робота Fanuc в пищевой и химической промышленности

Наиболее известными для подобного использования зарубежными производителями роботов-манипуляторов параллельной структуры являются: Fanuc (рис. 1), Yaskawa, Kawasaki, Omron из Японии, ABB (Швеция), Adept (США), Festo (Германия) [8].

На рис. 2 представлена кинематическая схема разрабатываемого манипулятора последовательно - параллельной структуры. Манипулятор состоит из пространственного подвижного трехстержневого механизма, изготовленного в виде треугольной пирамиды со звеньями переменной длины l_1, l_2, l_3 . Одни концы этих звеньев соединяются посредством двухподвижных шарниров, расположенных на неподвижном основании ABC , а противоположные концы связаны между собой в точке M специальным сферическим шарнирным узлом [9]. На сферическом шарнирном узле смонтировано управляемое захватное устройство, состоящее из трех звеньев последовательно соединенных друг с другом кинематическими парами V класса [10]. В качестве исполнительных звеньев используются звенья с электрическим приводом (актуаторы).

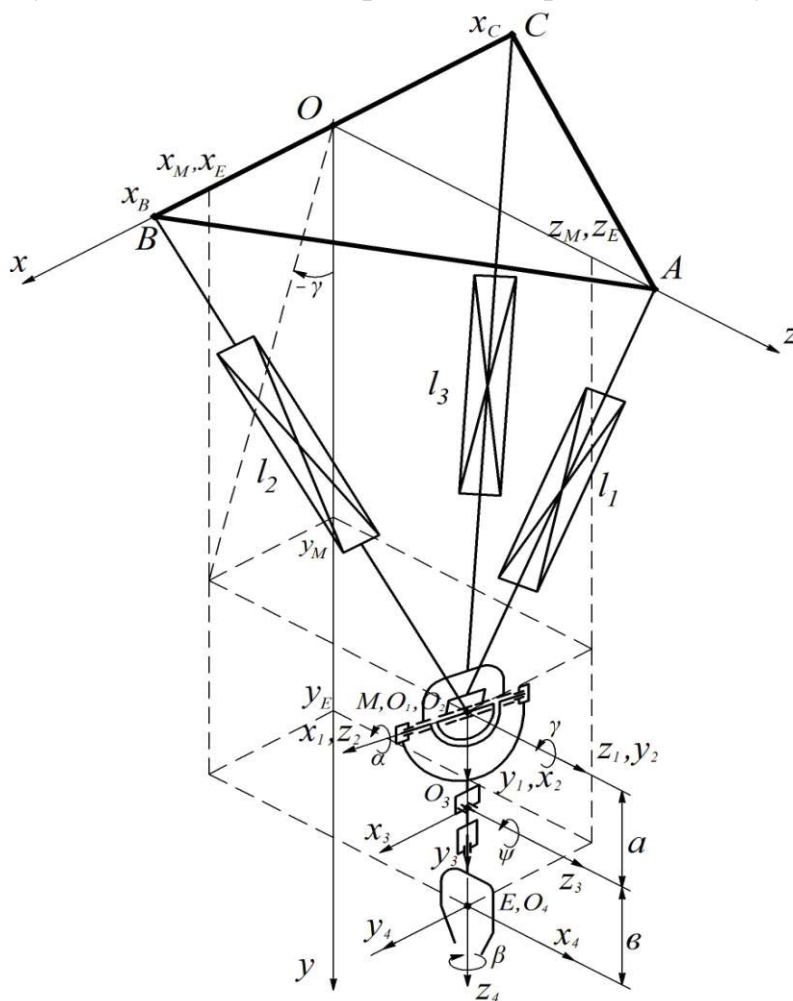


Рис. 2. Кинематическая схема манипулятора параллельно-последовательной структуры

Основным отличием предлагаемой схемы манипулятора, от зарубежных аналогов манипуляторов параллельной структуры, является соединение линейных исполнительных приводов с помощью сферического шарнира, обеспечивающего пересечение геометрических осей этих приводов в одной точке. Такое соединение исключает появление изгибающих моментов от внешних нагрузок. Предлагаемая схема манипулятора позволяет упростить механическую часть конструкции, обеспечить ориентацию хватного устройства в требуемой зоне обслуживания [11-13].

Математическая модель. В качестве обобщенных координат принимаются параметры $q_1 = \gamma$, $q_2 = x_M$, $q_3 = y_M$, $q_4 = z_M$, которые описывают конфигурацию манипулятора параллельной структуры на неподвижном основании, и координаты $q_5 = \alpha$, $q_6 = \psi$, $q_7 = \beta$, описывающие состояние трехстепенного хватного устройства.

Координаты $q_1 = \gamma$ и $q_2 = x_M$, $q_3 = y_M$ связаны уравнением

$$f(\gamma) = \gamma - \arctg \frac{-x_M}{y_M} = 0, \quad (1)$$

и число независимых обобщенных координат равно 6.

Кинетическая энергия системы, подчиненной стационарным связям, представляется квадратичной формой обобщенных скоростей [14]

$$T = \frac{1}{2} \sum_{s=1}^8 \sum_{k=1}^8 A_{sk} \dot{q}_s \dot{q}_k, \quad (A_{sk} = A_{ks}). \quad (2)$$

Значения коэффициентов в выражении (2), при движении рабочего органа по произвольной траектории, равны

$$A_{11} = I_\gamma, \quad A_{22} = (M + m_{zp}), \quad A_{33} = (M + m_{zp}), \quad A_{44} = (M + m_{zp}),$$

$$A_{55} = I_\alpha, \quad A_{66} = I_\psi, \quad A_{77} = I_\beta,$$

$$A_{12} = A_{21} = (m_3 l_{c3} + m_4 l_{c4} + m_{zp} l_{c_{zp}}) \sin \psi \sin \gamma -$$

$$- \left[m_2 l_{c2} + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi) + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi) + m_{zp} (a + l_{c_{zp}} \cos \psi) \right] (\cos \alpha \cos \gamma),$$

$$A_{13} = A_{31} = - (m_3 l_{c3} + m_4 l_{c4} + m_{zp} l_{c_{zp}}) \sin \psi \cos \gamma +$$

$$+ \left[m_2 l_{c2} + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi) + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi) + m_{zp} (a + l_{c_{zp}} \cos \psi) \right] (\cos \alpha \sin \gamma),$$

$$A_{25} = A_{52} = \left[\begin{array}{l} m_2 l_{c2} + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi) + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi) + \\ + m_{zp} (a + l_{c_{zp}} \cos \psi) \end{array} \right] (\sin \alpha \sin \gamma),$$

$$\begin{aligned}
A_{15} = A_{51} &= m_3 l_{c3} (a + l_{c3} \cos \psi) \sin \alpha \sin \psi + (J_{3x} - J_{3y}) \sin \psi \cos \psi \sin \alpha + \\
&+ m_4 l_{c4} (a + l_{c4} \cos \psi) \sin \alpha \sin \psi + (J_{4y} - J_{4x}) \sin \beta \cos \psi \cos \beta \cos \alpha - J_{4z} \sin \psi \sin \alpha + \\
&+ (J_{zpy} - J_{zpx}) \sin \beta \cos \psi \cos \beta \cos \alpha + m_{zp} l_{c zp} (a + l_{c zp} \cos \psi) \sin \alpha \sin \psi, \\
A_{16} = A_{61} &= \left[\begin{array}{l} m_3 l_{c3} (l_{c3} + a \cos \psi) + m_4 l_{c4} (l_{c4} + a \cos \psi) + \\ + m_{zp} l_{c zp} (l_{c zp} + a \cos \psi) + J_{3z} + J_{4x} \cos^2 \beta \\ + J_{4y} \sin^2 \beta + J_{zpx} \cos^2 \beta + J_{zpy} \sin^2 \beta \end{array} \right] \cos \alpha, \\
A_{53} = A_{35} &= - \left[\begin{array}{l} m_2 l_{c2} + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi) + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi) + \\ + m_{zp} (a + l_{c zp} \cos \psi) \end{array} \right] (\sin \alpha \cos \gamma), \\
A_{17} = A_{71} &= I_\beta \sin \alpha, \quad A_{57} = A_{75} = -I_\beta \sin \psi, \\
A_{26} = A_{62} &= (m_3 l_{c3} + m_4 l_{c4} + m_{zp} l_{c zp}) (\sin \psi \cos \alpha \sin \gamma - \cos \psi \cos \gamma), \\
A_{45} = A_{54} &= \left[\begin{array}{l} m_2 l_{c2} + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi) + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi) + \\ + m_{zp} (a + l_{c zp} \cos \psi) \end{array} \right] \cos \alpha, \\
A_{36} = A_{63} &= (m_3 l_{c3} + m_4 l_{c4} + m_{zp} l_{c zp}) (-\sin \psi \cos \alpha \cos \gamma - \cos \psi \sin \gamma), \\
A_{46} = A_{64} &= -(m_3 l_{c3} + m_4 l_{c4} + m_{zp} l_{c zp}) \sin \psi \sin \alpha, \\
A_{56} = A_{65} &= (J_{4y} - J_{4x}) \sin \beta \cos \beta \cos \psi + (J_{zpy} - J_{zpx}) \sin \beta \cos \beta \cos \psi. \quad (3)
\end{aligned}$$

Все остальные коэффициенты, входящие в выражение (2) равны нулю.

Тогда матрица коэффициентов имеет вид [14]

$$A = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & 0 & A_{15} & A_{16} & A_{17} \\ A_{21} & A_{22} & 0 & 0 & A_{25} & A_{29} & 0 \\ A_{31} & 0 & A_{33} & 0 & A_{35} & A_{36} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_{44} & A_{45} & A_{46} & 0 \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} & A_{56} & A_{57} \\ A_{61} & A_{62} & A_{63} & A_{64} & A_{65} & A_{66} & 0 \\ A_{71} & 0 & 0 & 0 & A_{75} & 0 & A_{77} \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Значения приведенных моментов инерции, входящих в выражения (3) равны

$$\begin{aligned}
I_\gamma &= (m_3 l_{c3}^2 + m_4 l_{c4}^2 + m_{ep} l_{cep}^2) \sin^2 \psi + I_{1z} + \\
&+ (I_{2x} + I_{3x} \sin^2 \psi + I_{3y} \cos^2 \psi + I_{4z} + I_{epz}) \sin^2 \alpha + \\
&+ \left[I_{2y} + I_{3z} + m_2 l_{c2}^2 + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi)^2 + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi)^2 + \right. \\
&\left. + m_{ep} (a + l_{cep} \cos \psi)^2 + (I_{4x} + I_{epx}) \cos^2 \beta + (I_{4y} + I_{epy}) \sin^2 \beta \right] \cos^2 \alpha. \\
I_\alpha &= I_{2z} + m_2 l_{c2}^2 + m_3 (a + l_{c3} \cos \psi)^2 + m_4 (a + l_{c4} \cos \psi)^2 + m_{ep} (a + l_{cep} \cos \psi)^2 + \\
&+ (I_{3y} + I_{4z} + I_{epz}) \sin^2 \psi + \\
&+ \left[I_{3x} + (I_{4x} + I_{epx}) \sin^2 \beta + (I_{4y} + I_{epy}) \cos^2 \beta \right] \cos^2 \psi. \\
I_\psi &= I_{3z} + m_3 l_{3c}^2 + m_4 l_{4c}^2 + m_{ep} l_{cep}^2 + (I_{4x} + I_{epx}) \cos^2 \beta + (I_{4y} + I_{epy}) \sin^2 \beta. \\
I_\beta &= I_{4z} + I_{epz} = \text{const.}
\end{aligned}$$

Приведенная масса манипулятора равна $M = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$.

Значения геометрических параметров, входящих в выражения A_{sk} и приведенных моментов инерции ясны из рис. 2.

Таким образом, кинетическая энергия манипулятора определится по формуле

$$\begin{aligned}
T &= \frac{1}{2} \left((\dot{x}_M^2 + \dot{y}_M^2 + \dot{z}_M^2) (M + m_{ep}) + I_\gamma \dot{\gamma}^2 + I_\psi \dot{\psi}^2 + I_\alpha \dot{\alpha}^2 + I_\beta \dot{\beta}^2 \right) - \\
&- \dot{\psi} \dot{\alpha} \left((I_{4x} - I_{4y} + I_{epx} - I_{epy}) \cos \psi \cos \beta \sin \beta \right) - I_\beta \dot{\alpha} \dot{\beta} \sin \psi - \\
&- \dot{\psi} \left(m_3 l_{c3} + m_4 l_{c4} + m_{ep} l_{cep} \right) \begin{pmatrix} \dot{x}_M (\cos \gamma \cos \psi - \sin \gamma \cos \alpha \sin \psi) + \\ + \dot{y}_M (\sin \gamma \cos \psi - \cos \gamma \cos \alpha \sin \psi) + \\ \dot{z}_M \sin \psi \sin \alpha \end{pmatrix}.
\end{aligned} \tag{5}$$

Уравнения Лагранжа второго рода в явной форме записываются в виде [14]

$$\sum_{k=1}^7 A_{sk} \ddot{q}_k + \sum_{k=1}^7 \sum_{m=1}^7 [k, m, s] \cdot \dot{q}_k \dot{q}_m = Q_s + \lambda \frac{\partial f(q_s)}{\partial q_s} - \frac{\partial \Pi}{\partial q_s}, \tag{6}$$

где Q_s - обобщенная сила, соответствующая s координате; $-\frac{\partial \Pi}{\partial q_s}$ - обобщенная сила потенциальных активных сил, соответствующая s координате; λ - множитель Лагранжа; $[k, m, s]$ - символы Кристоффеля первого рода

$$[k, m, s] = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial A_{ks}}{\partial q_m} + \frac{\partial A_{ms}}{\partial q_k} - \frac{\partial A_{km}}{\partial q_s} \right). \quad (7)$$

Получение аналитических уравнений движения манипулятора с помощью формализма Лагранжа (6) для системы с шестью степенями свободы представляет большую сложность. Для исследования сложных манипуляционных систем часто используют парциальные движения - программное движение, при котором изменяется только одна из обобщенных координат.

Уравнения динамики переносного движения манипулятора параллельной структуры получены из условия $\alpha = \text{const}$, $\psi = \text{const}$, $\beta = \text{const}$ и имеют вид

$$(M + m_{cp}) \ddot{x}_M = F_1 \frac{x_M}{l_1} + F_2 \frac{x_M - x_B}{l_2} + F_3 \frac{x_M + x_B}{l_3} + \lambda \frac{\partial f}{\partial x_M}, \quad (8)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_M} = \frac{-y_M}{x_M^2 + y_M^2}, \quad (9)$$

$$(M + m_{cp}) \ddot{y}_M = F_1 \frac{y_M - y_B}{l_1} + F_2 \frac{y_M - y_B}{l_2} + F_3 \frac{y_M - y_B}{l_3} + \lambda \frac{\partial f}{\partial y_M}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial f}{\partial y_M} = \frac{x_M}{x_M^2 + y_M^2}, \quad (11)$$

$$(M + m_{cp}) \ddot{z}_M = F_1 \frac{z_M}{l_1} + F_2 \frac{z_M}{l_2} + F_3 \frac{z_M}{l_3} - (M + m_{cp})g. \quad (12)$$

Уравнения динамики относительного движения захвата манипулятора получены из условия $x_M = \text{const}$, $y_M = \text{const}$, $z_M = \text{const}$ и имеют вид

$$I_\alpha \cdot \ddot{\alpha} - \dot{\psi} \dot{\alpha} \left[I_{\alpha\psi} \sin 2\psi + 2 \cdot a (m_3 l_{3c} + m_4 l_{4c} + m_{cp} l_{cp}) \sin \psi \right] = M_\alpha - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}, \quad (13)$$

$$I_\psi \ddot{\psi} + \frac{1}{2} I_{\alpha\psi} \dot{\alpha}^2 \sin 2\psi + \dot{\alpha}^2 \cdot a (m_3 l_{3c} + m_4 l_{4c} + m_{cp} l_{cp}) \sin \psi = M_\psi - \frac{\partial \Pi}{\partial \psi}, \quad (14)$$

$$I_\beta (\ddot{\alpha} \sin \psi - \dot{\psi} \cdot \dot{\alpha} \cos \psi) = M_\beta - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}, \quad (15)$$

где $I_{\alpha\psi} = (m_3 l_{c3}^2 + m_4 l_{c4}^2 + m_{cp} l_{cp}^2 + I_{3x} + I_{4y} + I_{cyy} - I_{3y} - I_{4z} - I_{czz})$.

Таким образом, задаваясь законом движения $x_M(t)$, $y_M(t)$, $z_M(t)$ точки M из уравнений (8-12) находятся программные усилия в исполнительных приводах $F_k(t)$, $k=1 \div 3$, и задаваясь программными движениями законов изменения обобщенных координат $\alpha(t)$, $\psi(t)$ и $\beta(t)$

определяются программные движущие моменты приводных электродвигателей $M_k(t)$, $k = 1 \div 3$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной кинематики. – М.: Машиностроение, 2006.
2. Бушуев В.В., Хольшев И.Г. Механизмы параллельной структуры в машиностроении // СТИН. - 2001. - №1. – С. 3-8.
3. Робот-манипулятор FlexPicker IRB 360 компании AAB www.abb.com/robotics [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www.roboticturnkeysolutions.com/robots/abb/datasheet/IRB_360.pdf
4. Шипилевский Г.Б., Викторов А.И. Автоматизация мобильных сельскохозяйственных агрегатов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - №3. - 2001. - С. 28-29.
5. Глазунов В.А., Колисков А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991, 95 с.
6. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов. М.: Наука, 1985, 343 с.
7. Герасун В.М., Несмиянов И.А., Жога В.В. Особенности сельскохозяйственных роботов и требования к ним // Робототехника и искусственный интеллект: матер. V всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, г. Железногорск / под науч. ред. В.А. Углева; Сибирский федеральный ун-т, Железногорский филиал СФУ. - Железногорск, 2013. - С. 26-28.
8. Рыбак Л.А., Гриненко Г.П. Инновационное обрабатывающее оборудование на базе параллельных структур: перспективы и направления коммерциализации // Научные технологии в машиностроении. - 2013. - №7(25). - С. 32-39.
9. Герасун, В.М. Манипуляторы для мобильных роботов. Концепции и принципы проектирования / В.М. Герасун, В.И. Пындак, И.А. Несмиянов, В.В. Дяшкин-Титов, В.Е. Павловский // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. – 2012. №44. – 24 с.
10. Дяшкин-Титов В.В., Воробьева Н.С., Терехов С.Е. Алгоритм позиционирования захвата манипулятора-трипода // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.-практ. конференции/ Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 634-644.
11. I. Nesmiyanov. Synthesis of Control Algorithm and Computer Simulation of Robotic Manipulator-Tripod / I. Nesmiyanov, V. Zhoga, V. Skakunov, S. Terekhov, N. Vorob'eva, V. Dyashkin-Titov, Fares Ali Hussein Al-

- hadsha // Communications in Computer and Information Science.- Springer International Publishing Switzerland 2015: CIT&DS 2015, CCIS 535, pp. 392-404.
12. V. Zhoga, A. Gavrilov, V. Gerasun, I. Nesmianov, V. Pavlovsky, V. Skakunov, V. Bogatyrev, D. Golubev, V. Dyashkin-Titov, N. Vorobieva. Walking Mobile Robot with Manipulator-Tripod // Proceedings of Romansy 2014 XX CISM-IFTOMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators.- Series: Mechanisms and Machine Science.- Springer International Publishing Switzerland.- Volume 22, 2014, pp. 463-471.
 13. Жога В.В., Дяшкин-Титов В.В., Несмиянов И.А., Воробьева Н.С. Задача позиционирования манипулятора параллельно-последовательной структуры с управляемым захватным устройством // Мехатроника, автоматизация, управление, 2016. - № 8. Том 17. - С. 525-530.
 14. Лурье А.И. Аналитическая механика. Москва, 1961. 824 с.

V.V. Dyashkin-Titov¹, V.V.Zhoga², I.A.Nesmiyanov¹, N.S. Vorob'eva¹

DYNAMICS OF THE MANIPULATOR PARALLEL-SERIAL STRUCTURE

¹Volgograd state agrarian university, Russia.

²Volgograd state technical university, Russia.

Abstract

The paper presents a mathematical model of the dynamics of the manipulator parallel-serial structure with a controlled gripper with three degrees of freedom. Obtained dependencies of the software effort and the driving points of the drive motors.

The study was financially supported by the RFBR on the basis of scientific projects № 16-38-00485 мол_а, 16-48-340395п_а.

Key words: manipulator, parallel-serial structure, dynamics, gripper, kinetic energy.

REFERENCES

- [1] Afonin V.L., Podzorov P.V., Slepcev V.V. Obrabatyvajushhee oborudovanie na osnove mehanizmov parallel'noj kinematiki (Processing equipment on the basis of mechanisms of parallel kinematics). – М.: Mashinostroenie, 2006.

- [2] Bushuev V.V., Hol'shev I.G. Mehanizmy parallel'noj struktury v mashinostroenii (The mechanisms of parallel structure in mechanical engineering)// STIN. - 2001, no.1,pp. 3-8.
- [3] The handling robot FlexPicker IRB 360 company AAB. www.aab.com/robotics [Electronic resource]. http://www.robotturnkeysolutions.com/robots/abb/datasheet/IRB_360.pdf
- [4] Shipilevskij G.B., Viktorov A.I. Avtomatizacija mobil'nyh sel'skohozhajstvennyh agregatov (Automation of mobile agricultural units) // Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozhajstva, 2001,no. 3, pp.28-29.
- [5] Glazunov V.A, Koliskor A.Sh, Krajnev A.F. Prostranstvennye mehanizmy parallel'noj struktury (Spatial mechanisms of parallel structure). M.: Nauka, 1991, p. 95.
- [6] Kobrinskij A.A, Kobrinskij A.E. Manipuljacionnye sistemy robotov (Manipulation systems of robots). M.: Nauka, 1985, p. 343.
- [7] Gerasun V.M., Nesmijanov I.A., Zhoga V.V. Osobennosti sel'skohozhajstvennyh robotov i trebovanija k nim (Features of agricultural robots and their requirements)// Robototehnika i iskusstvennyj intellekt: mater. V vseros.nauch.-tehn. konf. smezhdunar. uchastiem, Zheleznogorsk / pod nauch. red. V.A. Ugleva ;Sibirskij federal'nyj un-t, Zheleznogorskij filial SFU. -Zheleznogorsk, 2013,pp. 26-28.
- [8] Rybak L.A., Grinenko G.P. Innovacionnoe obrabatyvajushhee oborudovanie na baze parallel'nyh struktur: perspektivy i napravlenija kommercializacii (Innovative processing equipment on the basis of parallel structures: prospects and directions of commercialization) // Naukoemkietehnologii v mashinostroenii, 2013,no. 7(25), pp. 32-39.
- [9] Gerasun, V.M. Manipuljatory dlja mobil'nyh robotov. Konceptii i principy proektirovanija(Manipulators for mobile robots. The concept and design principles)/ V.M. Gerasun, V.I. Pyndak, I.A. Nesmijanov, V.V. Djashkin-Titov, V.E. Pavlovskij // Preprinty IPM im. M.V. Keldysha, 2012,no. 44, p. 24.
- [10] Dyashkin-Titov V.V., Vorob'eva N.S., Terehov S.E. Algoritm pozicionirovanija zahvata manipuljatora-tripoda (The algorithm of positioning the gripper of a manipulator-tripod) // Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: Materialy 5-j Mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii/ Pod red. A.N. Evgrafova i A.A. Popovicha. – SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, 2016. Pp. 634-644.
- [11] I. Nesmiyanov. Synthesis of Control Algorithm and Computer Simulation of Robotic Manipulator-Tripod / I. Nesmiyanov, V. Zhoga, V. Skakunov, S. Terekhov,N. Vorob'eva, V. Dyashkin-Titov, Fares Ali Hussein Alhadsha // Communications in Computer and Information Science.- Springer International Publishing Switzerland 2015: CIT&DS 2015, CCIS 535, pp. 392-404.

- [12] V. Zhoga, A. Gavrilov, V. Gerasun, I. Nesmianov, V. Pavlovsky, V. Skakunov, V. Bogatyrev, D. Golubev, V. Dyashkin-Titov, N. Vorobieva. Walking Mobile Robot with Manipulator-Tripod // Proceedings of Romansy 2014 XX CISM-IFTOMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators.- Series: Mechanisms and Machine Science.- Springer International Publishing Switzerland.- Vol. 22, 2014, pp. 463-471.
- [13] Zhoga V.V., Djashkin-Titov V.V., Nesmijanov I.A., Vorob'eva N.S. Zadacha pozicionirovanija manipuljatora parallel'no-posledovatel'noj struktury s upravljaemym zahvatnym ustrojstvom (Manipulator of parallel-series structure with a controlled gripper positioning task)// Mehatronika, avtomatizacija, upravlenie, 2016. № 8. Tom 17. Pp. 525-530.
- [14] Lur'e A.I. Analiticheskaja mehanika (Analytical Mechanics). Moscow, 1961. 824 p.

МОМЕНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖИННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ С ВЫХОДНЫМ ПОВОРОТНЫМ ЗВЕНОМ



Милана Викторовна Жавнер, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +78125526429, E-mail: milanaj@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены и проанализированы моментные характеристики пружинных аккумуляторов с выходным поворотным звеном, предназначенные для шаговых приводов, приводов с возвратно-качательным и возвратно-поступательным движениями и в системах уравнивания, даны рекомендации по их использованию.

Ключевые слова: пружинные аккумуляторы, шаговые приводы, моментные характеристики, рекуперация энергии, быстродействие, нереверсивное движение, реверсивное движение.

Введение. Пружинным аккумуляторам (ПА) посвящено значительное количество работ [1,2,4,15-18], но в технической литературе практически нет информации о характеристиках ПА и методиках их расчёта, что не способствует их широкому применению в конструкторских разработках. ПА с выходным поворотным звеном используются в приводах с рекуперацией энергии для шаговых перемещений и уравнивающих устройств [7-9]. Другой областью применения ПА могут быть приводы с возвратно-поступательным и возвратно-качательным движениями [5,13,14,18]. В работе проведен анализ моментных характеристик ПА с выходным поворотным звеном и даны рекомендации по их применению.

В качестве основного двигателя для приводов поворотных столов, представленного на рисунке 1 могут быть использован ПА с выходным поворотным звеном на базе пружины растяжения, представленный на рисунке 2 или пружины сжатия, а также на базе пружин растяжения или сжатия и гибкого элемента, установленного между поворотным звеном и

пружинами (рис.3). На базе таких ПА могут быть реализованы шаговые приводы для неререверсивного и реверсивного движений [14].

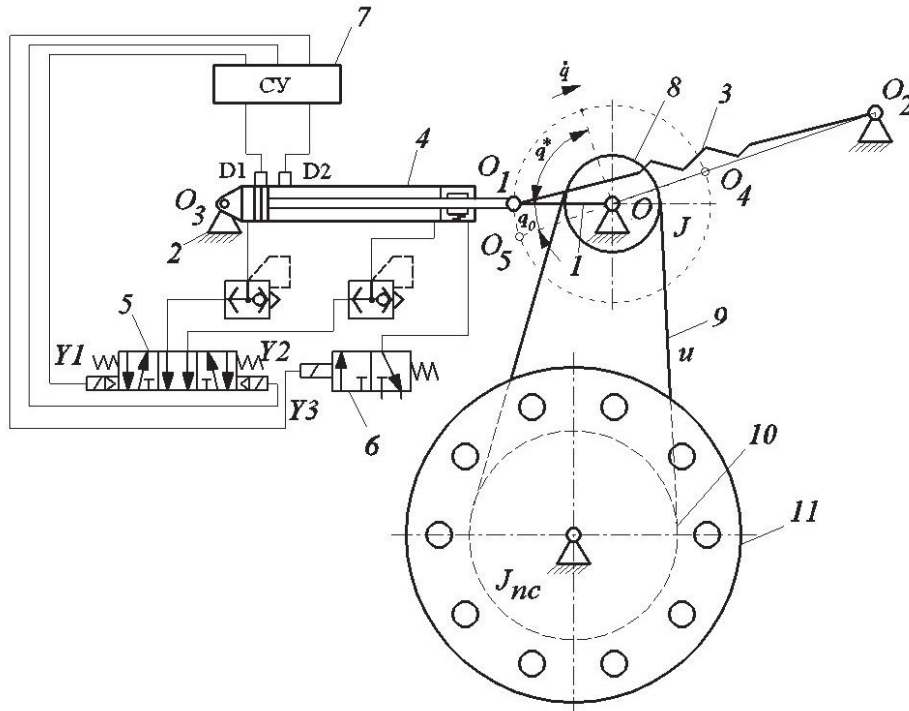


Рис. 1. Кинематическая схема неререверсивного пружинного шагового привода: 1 – поворотное звено; 2 – основание; 3 – пружина; 4 – пневматический цилиндр; 5 – распределитель 5/3; 6 – распределитель 3/2; 7 – система управления; 8 – ведущий шкив зубчатой ременной передачи; 9 – зубчатый ремень; 10 – ведомый шкив зубчатой ременной передачи; 11 – поворотный стол

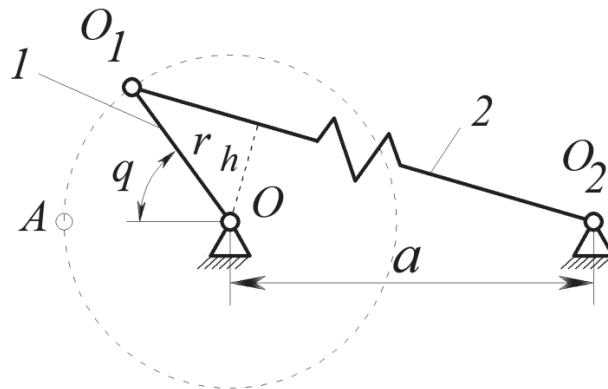


Рис. 2. Схема ПА с выходным поворотным звеном и пружиной растяжения: 1 – поворотное звено, 2 – пружина

Вследствие динамических и конструктивных ограничений невозможно реализовать ПА с синусной моментной характеристикой и углом поворота 2π . Однако, грузовой аккумулятор позволяет создать привод с углом поворота 2π [17]. ПА с синусной моментной характеристикой также можно использовать в системах уравнивания звеньев при их вертикальном расположении и при угле поворота $q < \pi$ [5].

На рисунке 3 изображён ПА с гибким элементом и двумя пружинами растяжения. В точке O_1 на поворотном рычаге установлен дополнительный блок 5. На оси O_2 установлены два блока 3. ПА снабжён двумя пружинами растяжения 2. Пружины соединены между собой с помощью гибкого элемента 4, перекинутого через блоки 3 и 5.

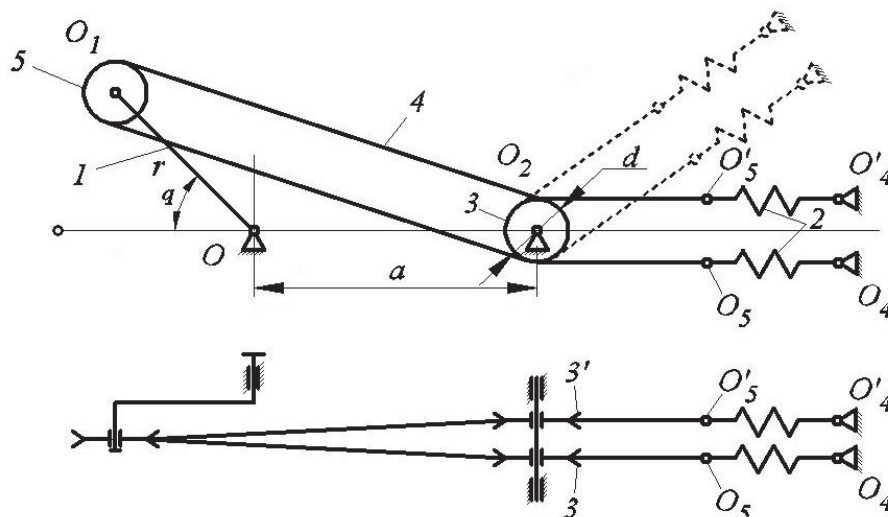


Рис. 3. Схема ПА с гибким элементом и двумя пружинами, демонстрирующая различные компоновочные решения

Применение ПА с гибким элементом расширяет возможности различных компоновочных решений.

В расчетах для данного ПА используется суммарная жесткость пружин $c = c_1 + c_2$ или, так как, $c_1 = c_2$, то $c = 2c_1$.

Основной характеристикой рассматриваемого класса ПА с выходным поворотным звеном является моментная характеристика, определяющая закон движения, которая определяется следующим выражением [14]:

$$M = a \cdot c \cdot r \left(1 - \frac{a-r}{\sqrt{r^2+a^2+2ar \cos q}} \right) \cdot \sin q \quad (1)$$

где c – жесткость пружины.

r – радиус поворотного рычага;

a – межосевое расстояние;

q – текущий угол поворота выходного звена.

Межосевое расстояние определяется выбранной пружиной, которая характеризуется максимальным усилием P_{max} , жесткостью пружины c и коэффициентом удлинения K_y [5].

Для удобства исследования и анализа схем примем размер r за единичный и введём следующий безразмерный коэффициент $a_r = \frac{a}{r}$, определяющий области изменения межосевого расстояния:

Тогда уравнение (1) запишем в виде:

$$M = cr^2 M_a \quad (2)$$

где $M_a = a_r \left(1 - \frac{a_r^{-1}}{\sqrt{1+a_r^2+2a_r \cos q}} \right) \sin q$ – зависимость, позволяющая определить вид моментной характеристики в общем виде.

На рисунке 5 показано семейство моментных характеристик ПА с выходным поворотным звеном, при различных значениях межосевого расстояния и единичном радиусе выходного поворотного звена.

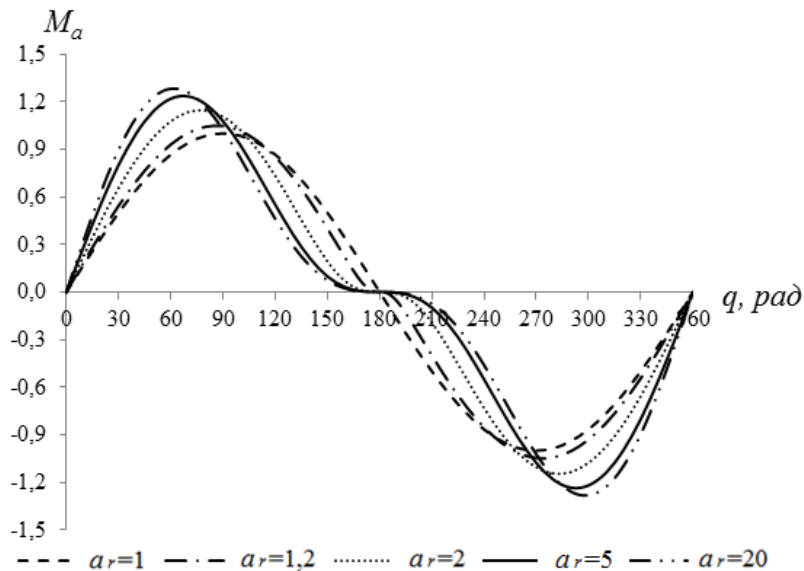


Рис. 5. Зависимости моментной характеристики M_a от угла поворота q ПА с выходным поворотным звеном при $1 \leq a_r \leq 20$

Для определения областей моментных характеристик M_a близких к синусной моментной характеристике были рассмотрены моментные характеристики при $1 \leq a_r \leq 2$, представленные на рисунке 6.

Следует отметить, что при изменении геометрических параметров, в частности при увеличении межосевого расстояния a , максимальное значение момента повышается и смещается к положению неустойчивого равновесия.

Анализ графиков позволяет сделать вывод о том, что максимальные значения моментных характеристик отличаются от синусной не более чем на 10% при $1 < a_r \leq 1,4$.

При проектировании поворотных столов фасовочно-упаковочного оборудования без ограничения ускорения для повышения быстродействия можно использовать значения конструктивного параметра $a_r = \frac{a}{r} > 3$. При ограничении ускорения следует применять пружинный аккумулятор с выходным поворотным звеном, имеющий характеристики, близкие к таковым для синусного аккумулятора. Пружинный аккумулятор с выходным поворотным звеном, созданный на базе гибкого элемента, позволяет получать наилучшее приближение к синусной моментной характеристике, а также использовать различные компоновочные решения [14].

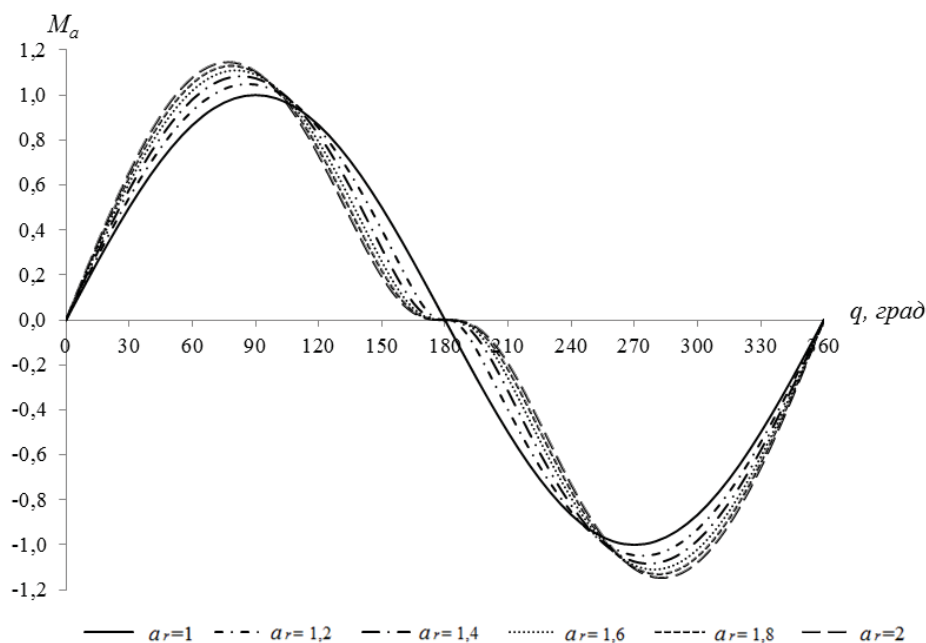


Рис. 6. Зависимости моментной характеристики M_a от угла поворота q ПА с выходным поворотным звеном при $1 \leq a_r \leq 2$

При угле поворота равным 2π можно получить или точный синусоидальный закон ускорения (грузовой аккумулятор) или приближенный синусоидальный закон, в котором также скорость и ускорение меняются непрерывно. В отношении плавности поворота пружинный привод на базе пружинного аккумулятора с выходным поворотным звеном и углом поворота 2π является идеальным: так как скорость, так и ускорение меняются непрерывно, и свои изменение начинают и оканчивают нулевыми значениями [8].

Рассмотрим, какие законы движения можно получить с помощью пружинных аккумуляторов с выходным поворотным звеном. На рисунке 7 представлены моментные характеристики синусного пружинного аккумулятора и пружинного аккумулятора при $a_r = 5$.

Использование ПА с моментной характеристикой на отрезке O_1O_2 в пружинных приводах для возвратно-поступательных движений обеспечивает самофиксацию привода в крайних точках с постановкой их на упор, при этом $q > 2\pi$.

Отрезок моментной характеристики OO_5 соответствует пружинному аккумулятору с углом поворота 2π и этот участок моментной характеристики, расположен между точками неустойчивого равновесия и необходимо использовать фиксаторы.

На участке $\pi/2 \leq q \leq \pi$ получается косинусная моментная характеристика и данный режим можно использовать для возвратно-качательного движения с использованием фиксаторов для обеспечения технологического выстоя.

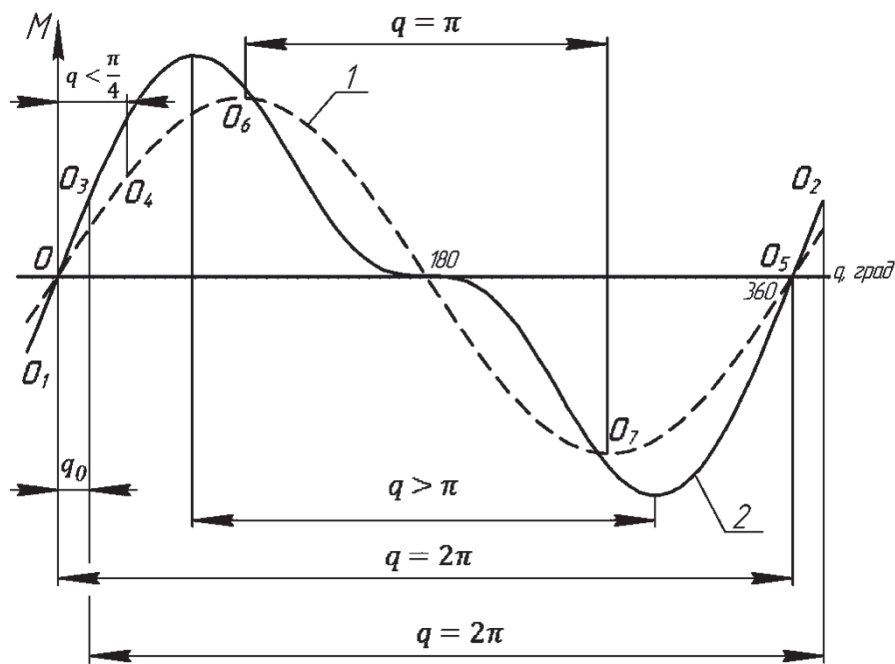


Рис. 7. Моментная характеристика пружинного аккумулятора: 1 – $a_r = 1$, 2 – $a_r = 5$

Отрезок O_4O практически имеет линейную зависимость, и этот участок моментной характеристики может быть использован для получения «обратной» характеристики, например, в тактильных датчиках, при повороте в сторону точки неустойчивого равновесия.

Отрезок O_3O_2 может быть использован для нереверсивного пружинного привода, представленного на рисунке 1. Отдельно эта моментная характеристика представлена на рисунке 8 и участок моментной характеристики с углом поворота 2π , смещен от точки неустойчивого равновесия на угол q_0 . При необходимости обеспечения направленного движения, точку фиксации необходимо смещать на небольшой угол в сторону направления движения, что обеспечивает создание момента, необходимого для осуществления начала движения [5]. Угол поворота рычага равен 2π , но его начальное положение смещено относительно положения неустойчивого равновесия на угол q_0 в сторону направления движения.

В этом случае моментная характеристика определяется следующим выражением:

$$M = a \cdot cr \left(1 - \frac{a-r}{\sqrt{r^2+a^2+2ar \cos q}} \right) \cdot \sin(q + q_0) \quad (3)$$

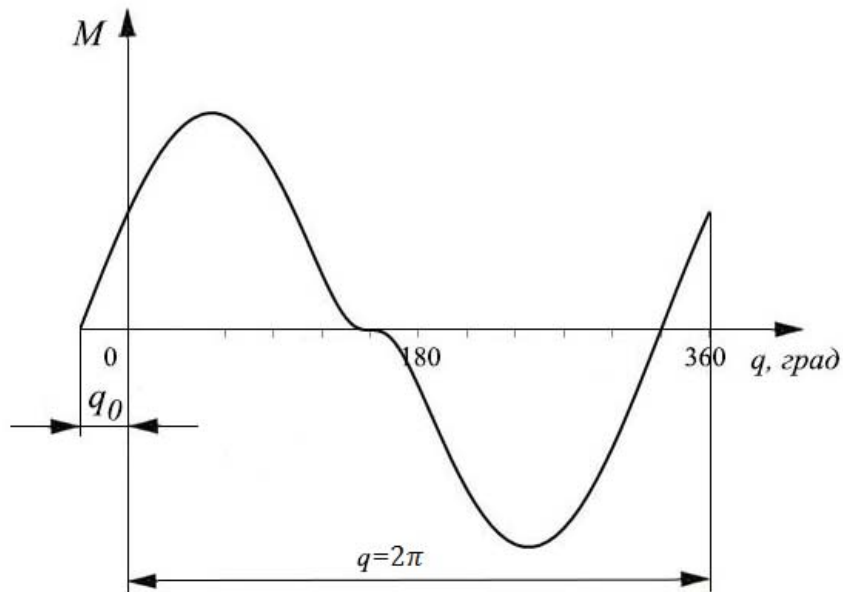


Рис. 8. Моментная характеристика пружинного аккумулятора, используемая в нереверсивном приводе

Текущее значение потенциальной энергии определяется следующим выражением:

$$V_T = \frac{cL_{\text{пр}}^2}{2} \quad (4)$$

$$V_T = cr^2 V_a$$

где $V_a = \frac{(\sqrt{1+a_r^2+2a_r \cos q} - (a_r-1))^2}{2}$ – уравнение, определяющее значение потенциальной энергии в безразмерном виде.

Текущее значение потенциальной энергии в зависимости от угла поворота определяется их конструктивными параметрами.

Базовое время поворота при заданном приведенном моменте инерции J определяются жесткостью пружины c и конструктивными параметрами пружинного аккумулятора: размерами a и r .

При углах поворота $q < \pi/2$ можно пользоваться линейной зависимостью $\sin q = q$.

Закон изменения скорости определяется из уравнения:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2(V_H - V_T)}{J}} \quad (6)$$

После подстановки значений максимальной и текущей потенциальных энергий, вышеприведенная формула примет вид:

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2(2cr^2 - 0,5c(\sqrt{r^2+a^2+2ar \cos q} - L_0)^2)}{J}} \quad (7)$$

$$\text{или } \dot{q} = 4r \sqrt{\frac{c}{J}} \cdot \dot{q}_a,$$

где $\dot{q}_a = \sqrt{4 - \left(\sqrt{1 + a'^2 + 2a' \cos q} - (a' - 1)\right)^2}$ – уравнение, определяющее значение угловой скорости в безразмерном виде.

Законы изменения угловой скорости ПА в безразмерном виде представлены на рисунке 9.

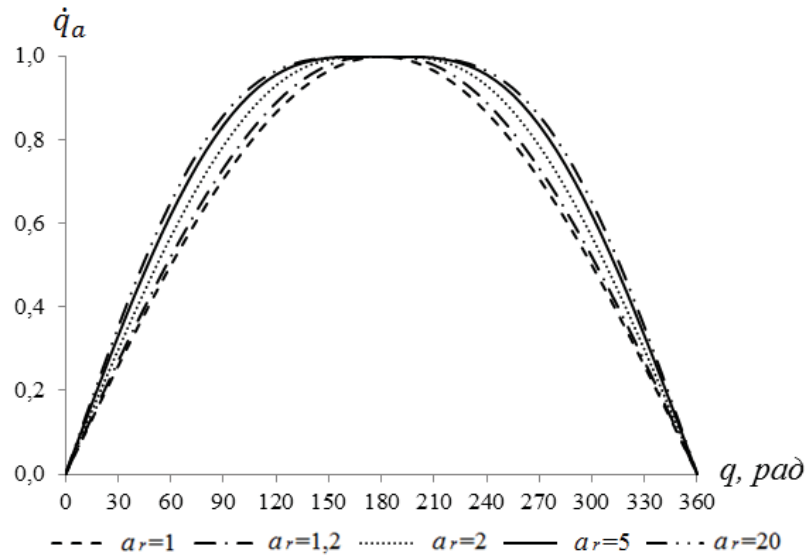


Рис. 9. Зависимость безразмерной характеристики угловой скорости пружинного аккумулятора с выходным поворотным звеном при различных значениях параметра a_r

Время поворота выходного звена между двумя точками неустойчивого равновесия определяется решением интегрального уравнения [10]:

$$t = \sqrt{\frac{J}{2}} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\sqrt{V_{max} - V_T}} \quad (7)$$

Уравнение (7) можно записать в виде:

$$t = \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\dot{q}(q)} = \frac{1}{r} \sqrt{\frac{J}{c}} \cdot K_{tq} \quad (8)$$

$$K_{tq} = \int_0^{2\pi} \frac{dq}{\sqrt{4 - \left(\sqrt{1 + a_r^2 + 2a_r \cos q} - (a_r - 1)\right)^2}} \quad (9)$$

Решение уравнения (9) позволяет определить время поворота при единичных значениях жесткости и приведенного момента инерции.

В таблице 1 приведены результаты расчета коэффициента K_{tq} при различных значениях конструктивного параметра a_r .

Преобразование выражения (8) позволяет получить выражения для определения жесткости пружины:

$$c = \frac{JK_{tq}^2}{r^2 t^2} \quad (10)$$

Таблица 1

a_r	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	24,50	24,00	23,56	23,20	22,86	22,58	22,34	22,12	21,92	21,74
2	21,58	21,44	21,30	21,18	21,06	20,96	20,86	20,78	20,70	20,62
3	20,54	20,48	20,40	20,34	20,28	20,24	20,18	20,14	20,08	20,04
4	20,00	19,96	19,92	19,88	19,85	19,82	19,79	19,75	19,73	19,70
5	19,67	19,64	19,62	19,60	19,57	19,55	19,53	19,51	19,49	19,47
6	19,45	19,43	19,41	19,39	19,38	19,36	19,35	19,33	19,32	19,30

Дальнейшее преобразование уравнения (10) позволяет перейти к определению максимальной потенциальной энергии пружинного аккумулятора

$$V_{max} = \frac{2JK_{tq}^2}{t^2} \quad (11)$$

и максимального усилия пружины

$$P_{max} = \frac{2JK_{tq}^2}{rt^2} \quad (12)$$

При угле поворота 2π можно получить или точный синусоидальный закон ускорения (грузовой аккумулятор), или квазисинусоидальный закон, в котором скорость и ускорение меняются непрерывно, а свои изменения начинают и оканчивают нулевыми значениями, что определяет благоприятный динамический режим.

Следует отметить, что изменение геометрических характеристик, в частности, увеличение a_r приводит к увеличению быстродействия и уменьшению времени поворота.

В работе исследовано влияние конструктивных параметров ПА на законы движения и даны рекомендации для разработки шаговых пружинных приводов на базе ПА с учетом анализа моментных характеристик.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 1323378 СССР. Механическая рука/ Л.М.Болотин, А.И.Корендяев, Б.Л.Саламандра, Л.И.Тывес. // Бюл., №11. 1987.
2. А.с. 1544550 СССР. Резонансный привод/ В.И.Бабицкий [и др.] // Бюл., № 7. 1990.
3. Баутин Н.Н. Динамическая теория часов: Стабилизация периода в колебательных системах с двумя степенями свободы. М.: Наука. 1986. 192с.
4. Глушков А.А. Исследование и разработка быстродействующих поворотных цикловых приводов колебательного типа: дисс. ... канд. техн. наук. Владимир, ВлГУ, 2006. – 148 с.

5. Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений. Deutschland, Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, 2014. 90 с.
6. Жавнер М.В. Методы расчета и проектирования исполнительных устройств робототехнических систем на базе пружинных механизмов: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 18 с.
7. Зайцев В.В., Корендясев А.И., Литовченко А.П., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Шишков В.С. и Сачков Л.Б. Промышленный робот. Заявл.21.01.88. 15.10.92. Бюл.№38. Патент № 1768381SU
8. Колчин Н.И. Механика машин. Т. 2. Машиностроение, 1972.—456 с.
9. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. М.: Наука. 2006. 376 с.
10. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Жавнер В.Л. и др. Манипуляционные системы роботов. М.: Машиностроение. 1989. 471 с.
11. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика: Учеб. пособие. – В 10-ти т. Т. I. Механика. – 4-е изд., испр. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.—216 с.
12. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. Т.2. Учебное пособие для вузов. М.: Наука, 1983. 621 с.
13. Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы для шаговых приводов // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч.–практ. конф. –СПб.: Изд-во Политехн. ун-та,–2016. – С.499-509.
14. Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном для шаговых перемещений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 10 (679). С. 9-17.
15. Семенович В.С. Разработка теории, методов проектирования и создание рекуператорных средств механизации кузнечно-штамповочного производства: дисс. ... д-ра техн. наук. Воронеж, ВГТУ, 1999. 366 с.
16. Сысоев С.Н. Повышение эффективности вспомогательных операций в автоматизированных производствах на основе создания быстродействующих цикловых механизмов агрегатно-модульного типа: дис. ... д-ра тех. наук: 05.13.07 / Сысоев Сергей Николаевич. – М., 1999. –401 с.
17. V.L. Zhavner and O.N. Matsko. Spring drives for reciprocal motion, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1-5. ©Allerton Press Inc., 2016.

MOMENT CHARACTERISTICS OF SPRING ACCUMULATORS WITH THE OUTPUT ROTARY LINK

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper is presented the moment characteristics of spring accumulators with an output rotary link designed for step drives, drives with back-and-rocking and reciprocating movements and in balancing systems are considered and analyzed, and recommendations for their use are given.

Key words: spring accumulators, stepper drives, potential energy, recuperation energy, high-speed, non-reversing motion, reversing motion

REFERENCES

- [1] Bolotin L.M., Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. The mechanical arm, A.s. USSR No.1323378. Bulletin No.11. 1987. (rus.)
- [2] Babitskiy V.I., Kotlyachkov A.A., Chechurov V.A., Shipilov A.V., Panin V.N. Resonant actuator, A.s. USSR No. 1544550. Bulletin No.7, 1990. (rus.)
- [3] Bautin N.N. Dynamic theory of watches: Stabilization period in oscillatory systems with two degrees of freedom // Nauka. 1986. 192 p. (rus.)
- [4] Glushkov A.A. Research and development of high-speed rotary cyclic drives of oscillatory type: diss. ... kand. tekhn. nauk . Vladimir: VITU Publ., 2006. 148 p. (rus.)
- [5] Zhavner V.L., Zhavner M.V., Matsko O.N. Recuperative drives for cyclic movement/ Palmarium Academic Publishing, 2014. – 90 p. (rus.)
- [6] Zhavner M.V. Methods of calculation and design of actuators for robotic systems based on the spring mechanisms: avtoref. diss. ...kand. tekhn. nauk, St.Petersburg, SPbGPU Publ., 2003. 18 p. (rus.)
- [7] Zaytsev V.V., Korendyasev A.I., Litovchenko A.P., Salamandra B.L., Tyves L.I., Shishkov V.S. i Sachkov L.B., Industrial robot, Patent RF, 1768381SU . Prioritet 21.01.88. 15.10.92. Byul. No.38. (rus.)
- [8] Kolchin N.I. . – M.: Mashinostroenie. , 1972.–456 p. (rus.)
- [9] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. The basic theory of robot technology. 2nd Vol. – M.: Nauka. – 2006. – 376 p. (rus.)
- [10] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. et al. Manipulative robotic systems. – M.: Mashinostroenie. – 1989. – pp. 279-286. (rus.)

- [11] Landau L.D., Lifshits E.M. Theoretical physics. – Vol.1. Mechanics. 4th edition, revised . – M.: Nauka. Chief editor in chief of physic-mathematical literature. 1988. – 216 p. (rus.)
- [12] Loytsyanskiy L.G., Lurye A.I. Short course of theoretical mechanics. 2nd Vol. Moscow, Nauka, 1983. – 621 p. (rus.)
- [13] Pelupessy D.S., Zhavner M.V. Spring accumulators for stepper drives Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie: Proceedings of the 5th International Scientific and Practical Conference. St.-Petersburg: Izdatelstvo Politehnicheskogo Universiteta. 2016. – pp.499-509. (rus.)
- [14] Pelupessy D.S., Zhavner M.V. Spring-loaded accumulators with the output rotary link for step movements. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 2016. № 10 (679). pp. 9-17. (rus.)
- [15] Semnozhenkov V.S. Development of theory, methods of design and creation of a recuperation devices of mechanization of forging and forming production: diss. ... d-ra. tekhn. nauk. Voronezh: VGTU Publ., 1999. 366 p. (rus.)
- [16] Sysoyev S.N. Improving the efficiency of auxiliary operations in automated production through the creation of high-speed cyclic mechanisms of aggregate-modular: diss. ... d-ra tekhn. nauk. Moscow: MGTU Stankin Publ., 1999. – 401 p. (rus.)
- [17] V.L. Zhavner and O.N. Matsko. Spring drives for reciprocal motion, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1-5. ©Allerton Press Inc., 2016.

МЕХАТРОННАЯ СИСТЕМА ДОЗИРОВАНИЯ СЫПУЧИХ ПРОДУКТОВ МАЛЫМИ ДОЗАМИ



¹Виктор Леонидович Жавнер д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79217746310, E-mail: VJAVNER@outlook.com



²Вэнь Чжао
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79817954741, E-mail: Wenfly2015@yandex.ru

Аннотация

В работе рассматривается мехатронная система дозирования сыпучих продуктов малыми дозами, разработанная на кафедре «Автоматы» Санкт-Петербургского университета Петра Великого. Мехатронные принципы проектирования, использованные при разработке системы, обеспечили высокую производительность, возможность изменении дозы в четыре раза относительно номинального паспортного значения, при одновременном обеспечении нормативных требований к погрешности дозирования.

Ключевые слова: мехатронный дозатор, сыпучий продукт, производительность дозирования, погрешность дозирования, регулирование и программное изменение дозы.

В работе рассматривается мехатронная система дозирования сыпучих продуктов массой доз от 0,2 до 5 грамм. В современной научно-технической литературе недостаточное внимание уделяется исследованию систем дозирования сыпучих продуктов [3,4,5,6,14,15]. В системах дозирования представленных в работах [7,9,11,12] основное внимание уделяется только их конструктивным особенностям. Известно только два технических устройства, в которых решена задача изменения массы дозы:

в патенте [8] барабанного типа, с многорядным дозированием и ручным регулированием дозы, а в патенте [10] возможно программное управление изменением мерных объёмов. Так как во втором патенте мерный объём зависит от угла естественного откоса сыпучего продукта, то погрешность дозирования определяется стабильностью характеристик сыпучего продукта.

Разработанный мехатронный дозатор (рис. 1) является системой образованной бункером, питателем, шибберным дозатором, пневматическим приводом, системой управления и двумя датчиками: датчик 7 контролирует окончание процесса фасования, т.е. полное помещение продукта в тару, датчик 6 обеспечивает контроль уровня продукции в питателе. Это необходимо для обеспечения безостановочной работы дозатора. Пневматический привод на рис. 1 не показан.

При проектировании бункера и питателя обеспечено требование одновременного окончания процесса фасования необходимого количества продукта с минимальным остатком продукта в питателе после окончания процесса фасования. В связи с этим бункер выполнен прозрачным и разделён на три полости: центральную и две боковых. Площади поперечных сечений боковых полостей равны и сумма их площадей равна площади поперечного сечения центрального объёма.

Аналогичным образом рассчитаны и площади поперечных сечений питателя.

Масса засыпаемого продукта определяется по следующей формуле:

$$m_z = n \cdot (m + 0,41\sigma) \quad (1)$$

где m_z – масса засыпаемого продукта в бункер;

n – количество упаковок;

m – номинальная масса продукта в одной упаковке;

σ – фактическое (паспортное) среднее квадратическое отклонение массы дозы для данного дозатора, полученное при тестовых испытаниях.

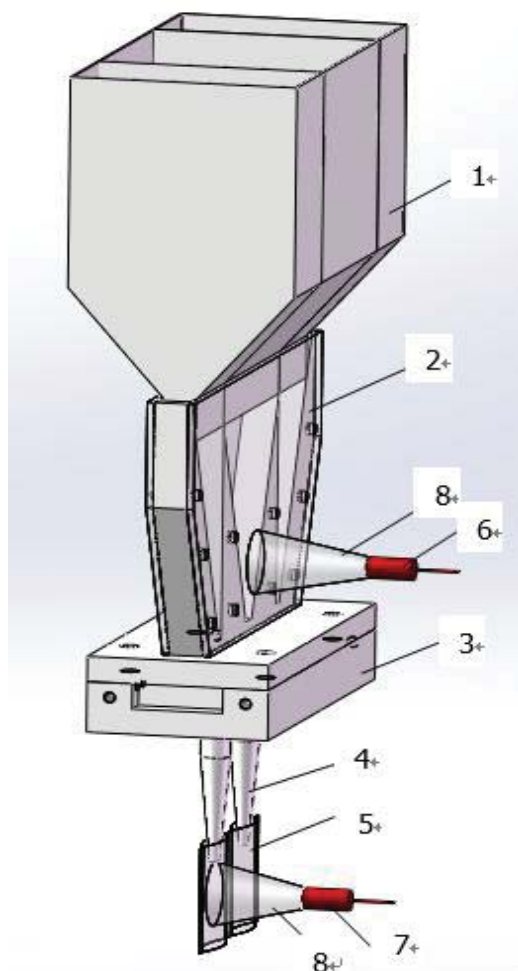


Рис. 1. Система дозирования.
 1 – бункер, 2 – питатель, 3 – шибберный дозатор, 4 – сопло, 5 – пакеты, 6 – ёмкостной датчик, 7 – техническое зрение, 8 – сигнальный луч

Полученное значение массы делится на четыре части и две засыпаются в боковые полости бункера, оставшиеся две в центральную полость.

Питатель бункера представлен на рис. 2. Питатель имеет три разгрузочных отверстия, шаг между которыми равен длине пакетика, и три полости: центральную и две крайних. Для обеспечения одновременного опорожнения объём центральной полости должен быть равен суммарному объёму двух крайних полостей. Это обеспечивается тем, что площади сечений вертикальной плоскостью этих двух крайних полостей равны, а сумма этих площадей равна площади соответствующего сечения.

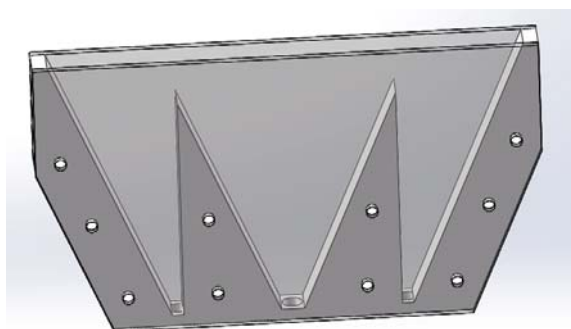


Рис. 2. Питатель для сыпучих продуктов

Изображённый на рис. 2 питатель был спроектирован из условия выполнения стенок крайних полостей вертикальными, при этом расчёт показывает, что ширина крайних нижних площадок в 2 раза меньше ширины центральной площадки.

Разгрузочные отверстия питателя расположены соосно с загрузочными отверстиями шибера. Остальные размеры питателя выбирались из условия обеспечения равенства суммы объёмов крайних полостей объёму центральной полости.

Схема шиберного дозатора представлена на рис. 3.

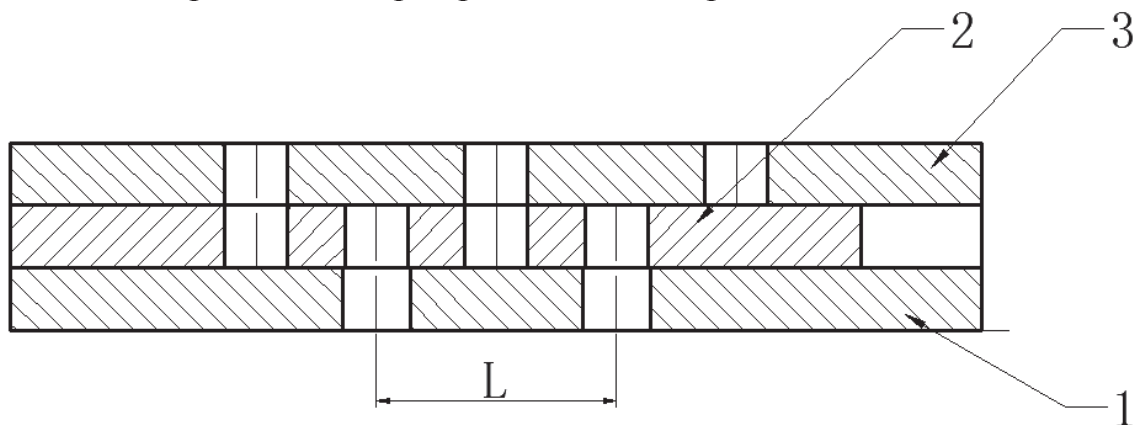


Рис. 3. Схема шиберного дозатора:
1 – нижний корпус, 2 – шибер, 3 – верхний корпус

В корпусе дозатора установлен шибер с четырьмя отверстиями, образующими мерные объёмы. В нижней части корпуса имеется два выпускных отверстия, диаметры которых незначительно превышают диаметры отверстий мерных объёмов. Расстояние между центрами выпускных отверстий в два раза больше расстояний между центрами мерных объёмов. В верхней части корпуса есть три входных отверстия, диаметры которых равны диаметрам мерных объёмов, а расстояние между их центрами равно расстоянию между центрами выпускных отверстий. В данном дозаторе нет холостых ходов, и регулирование дозы обеспечивается симметричным двухсторонним ограничением смещения шибера от нейтрального положения (рис. 4). На рис. 4 показано положение шибера в двух крайних положениях, когда мерные объёмы шибера расположены относительно загрузочных и выпускных отверстий так, что их осевые линии совпадают. На рис. 4а шибер смещён влево, а на рис. 4б вправо. В этом случае, получаем максимальные значения дозы.

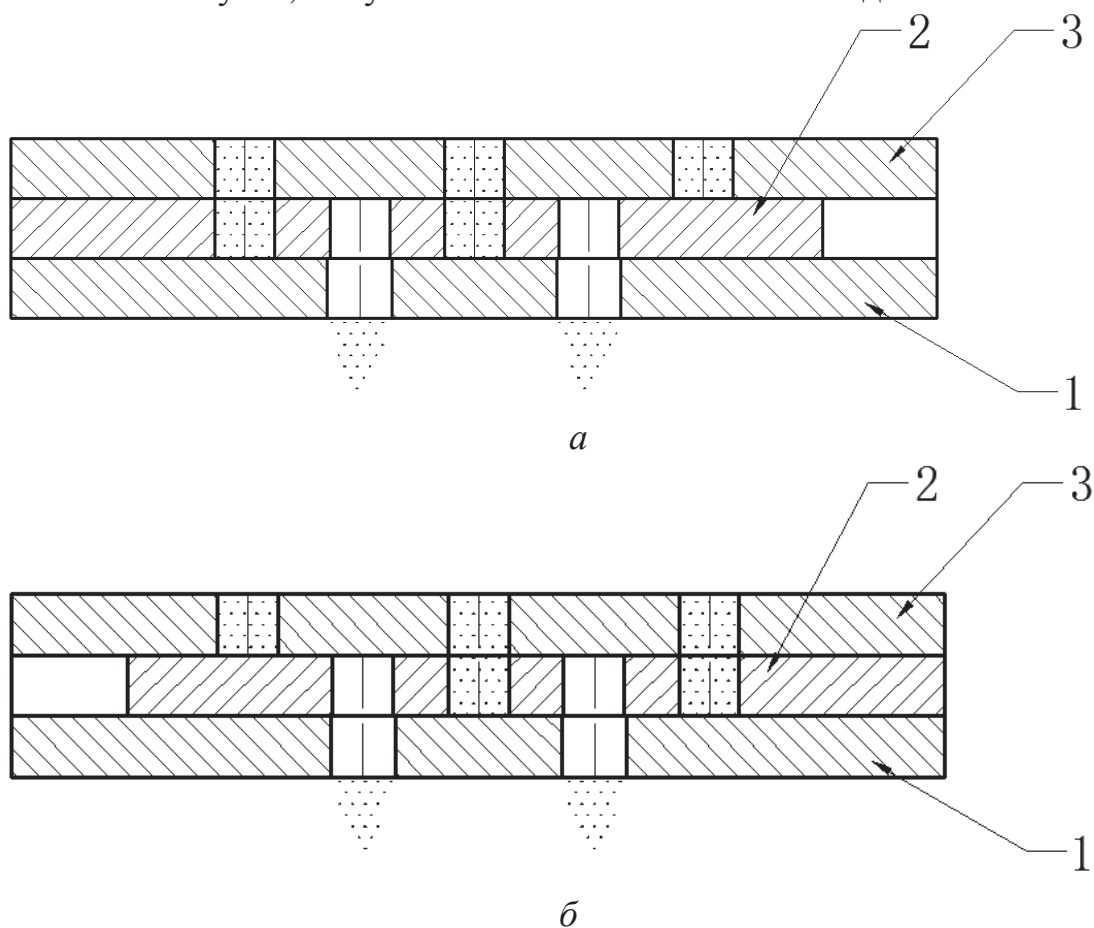


Рис. 4. Конфигурация шибера дозатора в двух крайних положениях: *а* – шибер смещён влево, *б* – шибер смещён вправо:
 1 – нижний корпус, 2 – шибер, 3 – верхний корпус

На рис. 5 показаны конфигурации шибера дозатора, когда, смещение шибера из нейтрального положения, уменьшено на некоторую

величину. В этом случае мерный объём будет меньше и величина уменьшения зависит от угла естественного откоса сыпучего продукта, формы и размеров мерного объёма и величины ограничения смещения.

На рис. 5а шибер находится в крайнем правом положении уменьшенного относительно максимального смещения на величину Δ . Из рисунка видно уменьшение фактического засыпаемого объёма, связанного с величиной φ – естественного угла откоса сыпучего продукта. На рис.5б шибер находится в крайнем левом положении и не доходит до крайнего положения на величину Δ .

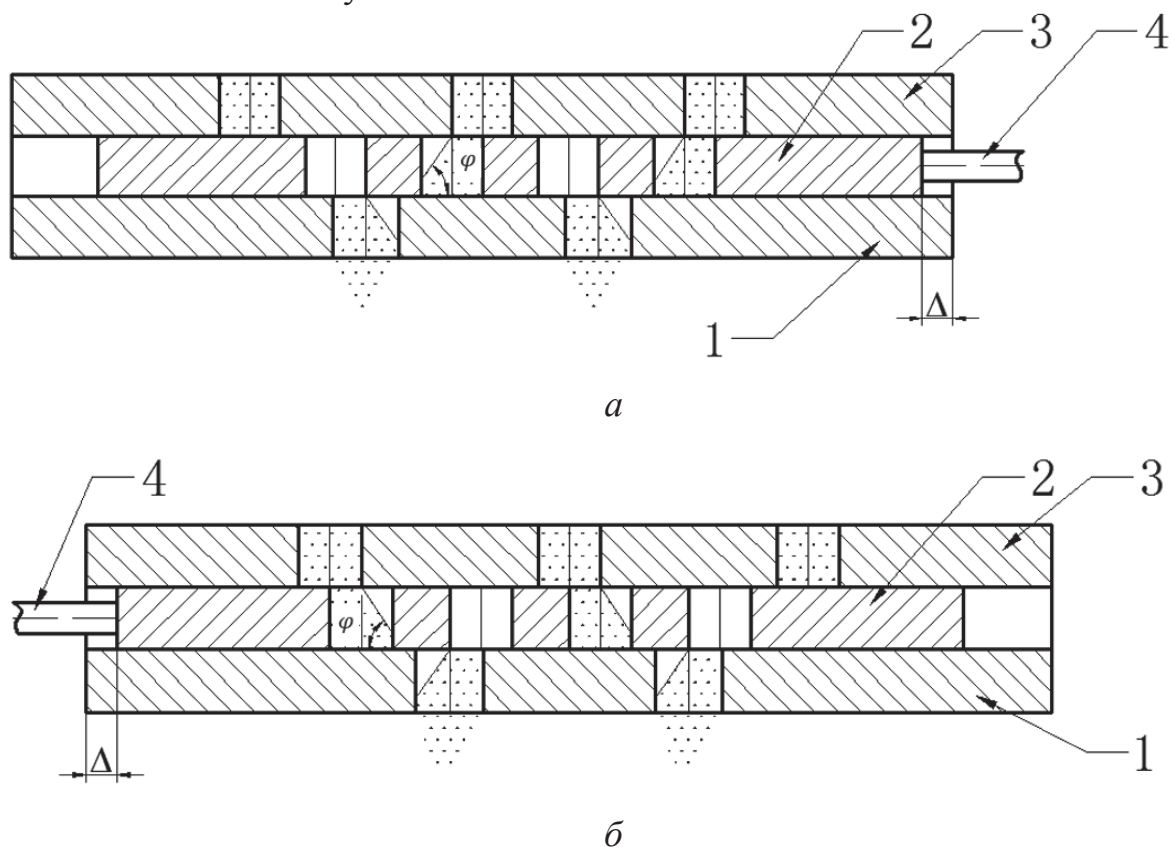
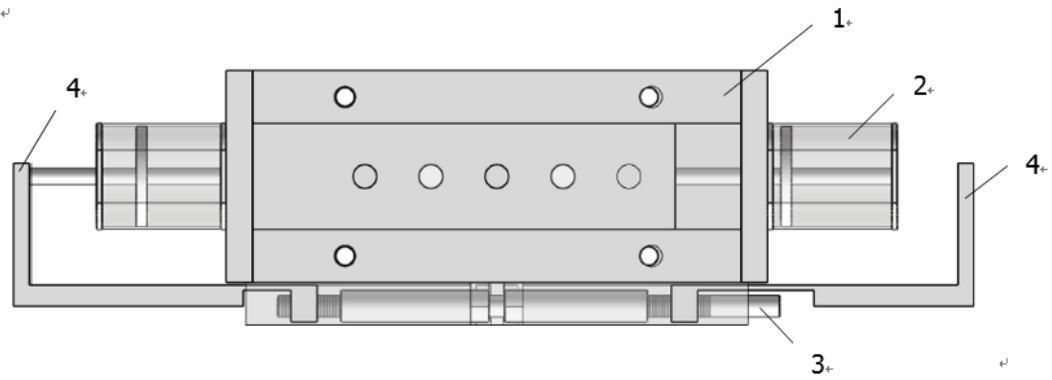


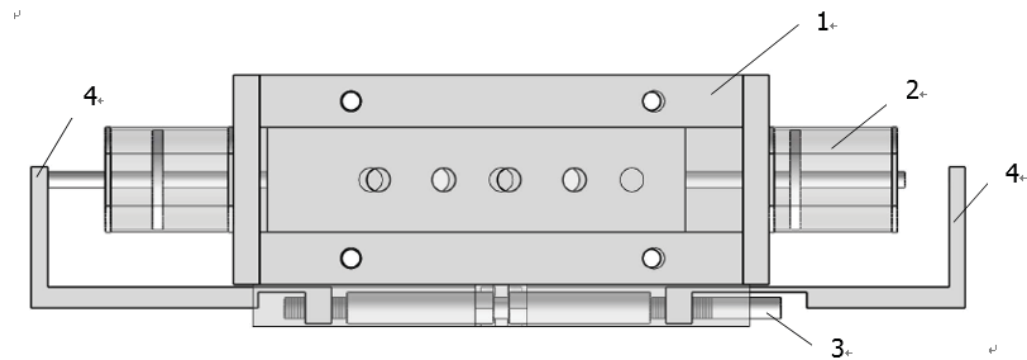
Рис. 5. Конфигурация шиберного дозатора с уменьшенной дозой; а – шибер смещён влево, б – шибер смещён вправо: 1 – нижний корпус, 2 – шибер, 3 – верхний корпус, 4 – шток цилиндра

Ограничение смещения шибера Δ обеспечивается механизмом для регулирования, представленным на рис. 6.

Основным элементом в этом механизме является талреп, изменяющий расстояние между ограничительными упорами 4. Привод шиберного дозатора выполнен в виде двух короткоходовых цилиндров с двухсторонним штоком. Одни штоки служат для перемещения шибера из одного крайнего положения в другое, а другие для одновременного двухстороннего ограничения смещения.



a



б

Рис. 6. Механизм регулирования, *a* – исходное положение; *б* – регулируемое положение: 1 – шиберный дозатор, 2 – пневмоцилиндры, 3 – талреп, 4 – ограничительные упоры

На рис. 7 представлена пневматическая схема привода дозатора.

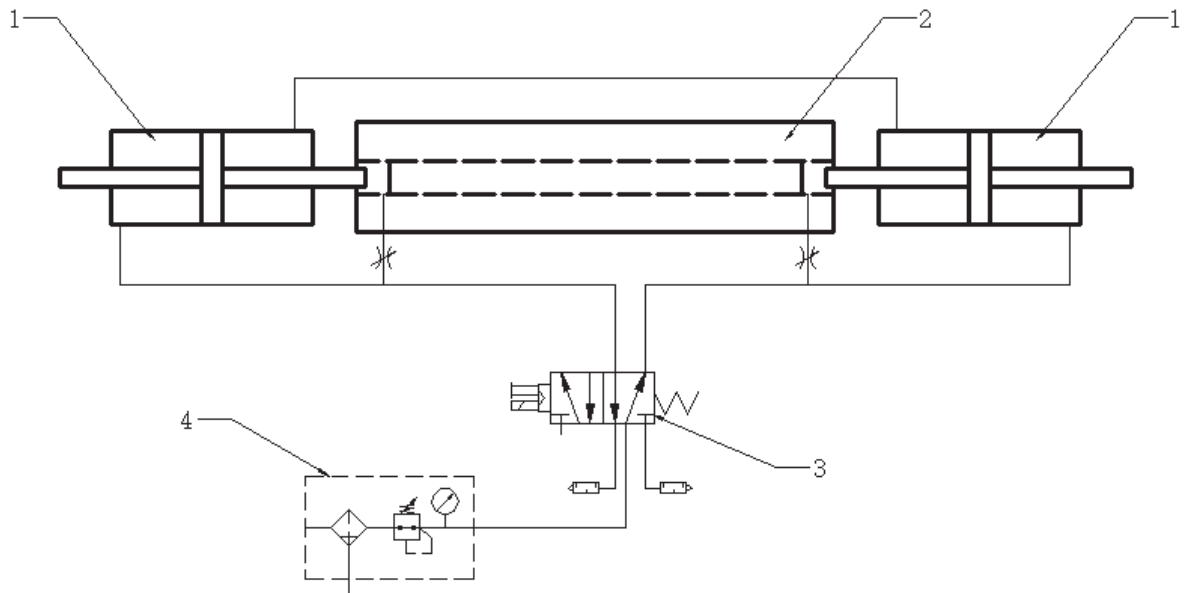


Рис. 7. Пневматическая схема дозатора:
 1 – пневмоцилиндры с двухсторонними штоками, 2 – дозатор,
 3 – пневмораспределитель 5/2, 4 – блок подготовки воздуха,
 5 – регулируемые дроссели

Рабочими полостями цилиндров являются полости, штоки которых при работе соприкасаются с ограничительными упорами механизма регулирования дозы. Эти полости соединены с распределителем 5/2. Нерабочие полости для использования дозатора в чистых помещениях соединены между собой. Кроме того, через регулируемые дроссели 5, осуществляется подача сжатого воздуха в крайние полости дозатора, что существенно снижает пылевыведение при работе с пылящими сыпучими продуктами.

Разработанная мехатронная система дозирования обеспечивает производительность до 60 пакетов в минуту с массой дозы 0,5 грамм и до 50 пакетов в минуту с массой дозы 1,0 грамм, при использовании штатного шибера. Двойное или даже тройное дозирование в один пакет нескольких доз обеспечивается программированием.

Предельные отклонения номинальной дозы 0,5 грамм, полученное при тестовых испытаниях, равно 0,02 грамма. Для номинальной дозы 1,0 грамм, при таком способе дозирования, предельные отклонения равны 0,04 грамма. Полученные погрешности дозирования существенно ниже требований нормативных документов [1,2,13].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р.8.579-2002 «Требования к количеству фасованных товаров в упаковках любого вида при их производстве, расфасовке, продаже и импорте».
2. Государственная Фармакопея Российской Федерации.- 12 изд., ч.2.- М.: Изд-во «Научный центр экспертизы средств медицинского применения», 2008. – 704 с.
3. Жавнер В.Л., Смирнов А.Б. Мехатронные принципы проектирования технологического оборудования. Конструктор. Машиностроитель. 2008. №3. С. 12-15.
4. Жавнер В.Л., Смирнов А.Б. Мехатронные системы. Учебное пособие, Министерство образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. Санкт-Петербург. 2011.
5. Жавнер В.Л., Синеокова И.А. Системы дозирования сыпучих продуктов массой до 5 грамм. Вестник Псковского государственного университета. Серия: Экономика. Право. Управление. 2012. №1 С. 147-153.
6. Келси Р.Дж., Ханлон Дж.Ф. и Форсинио Х.Е. Упаковка и тара: проектирование, технология, применение (пер. с англ. Под ред. Жавнера В.Л.) –Профессия. Санкт-Петербург. 2003.
7. Патент РФ № 2079817 от 20.05.1997 Устройство для дозирования сыпучих материалов/ Кухарев С.Н., Степанов И.В., Шапоренко Н.М.

8. Патент РФ № 2101682 от 10.01.1998. Устройство для дозирования сыпучих материалов/ Пейсахов М.И.
9. Патент РФ № 2111523 от 20.05.1998 Способ управления технологическим процессом дозирования пищевой продукции.
10. Патент РФ № 27217 СИ от 12.02. 2002. Устройство для дозирования сыпучих продуктов/ В.Л. Жавнер, М.А. Цветков.
11. Патент РФ № 49798 от 31.03.2004. Устройство для дозирования сыпучих материалов/ Залялиев Ю.Г., Каргин В.А., Ларюхин А.М., Ахметшин С.С.
12. Патент РФ №42104 от 25.05.2004 Устройство для объемного дозирования сыпучих материалов/ Юрьев И.П., Митянин А.П.
13. Приказ Минздрава РФ от 16.10.1997 N 305 "О нормах отклонений, допустимых при изготовлении лекарственных средств и фасовке промышленной продукции в аптеках".
14. Рогинский Г.А. Дозирование сыпучих материалов. –М.: Химия, 1978.
15. The Weights and Measures Acts (UK) ,1985 CHAPTER 72.

Victor L. Javner, Zhao Wen

MECHATRONIC SYSTEM FOR LOOSE PRODUCT DOSING IN SMALL DOSES

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper discusses mechatronic system for dosing loose products in small doses, developed at the Department of Automatics of Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. The principle of mechatronic design ensured high productivity with programmable dose change of four times the nominal certifiable value, while ensuring normative requirement for dosing errors.

Key words: mechatronic dispenser, loose product, productivity and dosing error, regulation and programmatic dose change.

REFERENCES

- [1] GOST R.8.579-2002 “Requirements established for the quantity of prepackaged goods in packages of any kind during their manufacturing, packaging, selling or importing”. (rus.)
- [2] State Pharmacopoeia of the Russian Federation. - 12 ed., Part 2. - М .: Publishing house "Scientific Center for Expertise of Means of Medical Application", 2008.- 704 p. (rus.)

- [3] Zhavner V.L., Smirnov A.B. Mechatronic principles of designing technological equipment. Constructor. Mashinostroitel 2008. №3. pp. 12-15. (rus.)
- [4] Zhavner V.L., Smirnov A.B. Mechatronic systems. Schoolbook, Ministry of Education and Science of the Russian Federation, St. Petersburg State Polytechnic University. St. Petersburg. 2011. (rus.)
- [5] Zhavner V.L., Sineokova I.A. Dosing systems for loose products weighing up to 5 grams. Bulletin of Pskov State University. Series: The Economy. Right. Control. 2012. № 1 pp. 147-153. (rus.)
- [6] Kelsey R.J., Hanlon J.F. and Forsinio H.E. Packing and packaging: design, technology, application (translated from English, edited by Zhavner V.L.) - Profession. St. Petersburg. 2003. (rus.)
- [7] Patent of the Russian Federation № 2079817 from 05/20/1997 The device for dosing loose materials / Kukharev S.N, Stepanov I.V, Shaporenko N.M. (rus.)
- [8] Patent of the Russian Federation No. 2101682 dated June 17, 1992 Device for dosing loose materials / Leningrad Scientific and Production Association "Progress". (rus.)
- [9] Patent of the Russian Federation No. 2111523 dated 20.05.1998 Method of managing the technological process of dosing edible products. (rus.)
- [10] Patent of the Russian Federation No. 27217 SI dated 12.02. 2002 Device for dosing of loose products / V.L. Zhavner, M.A. Tsvetkov. (rus.)
- [11] Patent of the Russian Federation № 49798 from 31.03.2004 The device for dosing loose materials/ Zalyaliev Y.G., Kargin V.A., Laryukhin A.M., Akhmetshin S.S. (rus.)
- [12] Patent of the Russian Federation No. 42104 of May 25, 2004 A device for volumetric dosing of bulk materials / Yuryev I.P., Mityanin A.P. (rus.)
- [13] Order of the Ministry of Health of the Russian Federation of 16.10.1997 N 305 "On the norms of deviations that are permissible in the manufacture of medicines and the packing of industrial products in pharmacies." (rus.)
- [14] Roginsky G.A. Dosing of loose materials.-M .: Khimiya, 1978. (rus.)
- [15] The Weights and Measures Acts (UK), 1985 CHAPTER 72

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-41

УДК 534.015, 629.7.036.54

Д. Зальцман¹, Т. И. Максютов², Д. А. Гончаров³, А. Ю. Вуколов⁴

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТИ В КОНИЧЕСКОМ СОСУДЕ С ДЕМПФЕРОМ ПРИ ПОМОЩИ МЕХАНИЧЕСКОГО АНАЛОГА



¹Денис Зальцман
Московский государственный технический университет им.
Н.Э.Баумана,
Россия, Москва
Тел.: (977)350-1845, E-mail: den.salzmann@gmail.com



²Тимур Ильдарович Максютов
Московский государственный технический университет им.
Н.Э.Баумана,
Россия, Москва
Тел.: (916)380-2733, E-mail: Timmaksi12@gmail.com



³Дмитрий Александрович Гончаров
Московский государственный технический университет им.
Н.Э.Баумана, к.ф.-м.н
Россия, Москва
Тел.: (909)925-8946, E-mail: goncharov@bmstu.ru



⁴Андрей Юрьевич Вуколов
Московский государственный технический университет им.
Н.Э.Баумана, кафедра Теория механизмов и машин
Россия, Москва
Тел.: (910)416-3280, E-mail: andrei.vukolov@gmail.com

Аннотация

В работе проводится исследование вертикальных колебаний жидкости в коническом сосуде с демпфером. Результирующие уравнения данных колебаний показали существенную зависимость характера колебаний от

коэффициента демпфирования, что дает возможность использовать полученные соотношения при конструировании системы топливных баков ракет.

Ключевые слова: автоколебания, топливный бак, колебания сосуда с жидкостью.

Введение

В наше время мы можем наблюдать значительный прогресс в сфере исследование космоса. Безусловно, это было вызвано большой важностью этой отрасли для дальнейшего развития нашей цивилизации. Целью человечества является получение недостающих знаний о нашей Вселенной, исследование и, может быть, колонизация других планет и т.д. Для того, чтобы покинуть нашу планету используются ракеты, которые способны достигать первую космическую скорость.

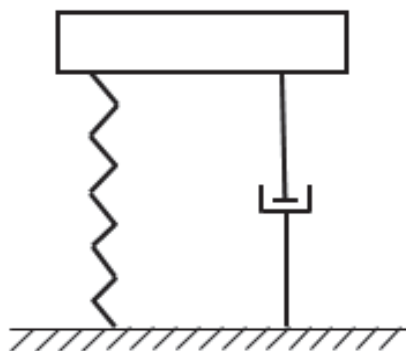


Рис. 1. Механический аналог

Запуск двигателя из состояния невесомости или малой гравитации представляет собой сложную задачу [1 – 3]. Для ее решения часть объема бака ступени ракеты-носителя или разгонного блока отделяется с помощью полупроницаемой перегородки [4, 14]. Вместе с тем, двигательная установка, тракт питания и топливный бак образуют замкнутую автоколебательную систему [5]. Для предотвращения автоколебаний необходимо определять соответствующие коэффициенты демпфирования в указанных колебательных системах [6 – 9].

Расчет

Чтобы понять, как происходят колебания, проведем расчеты на примере конического сосуда.

Целью данной работы является исследование вертикальных колебаний жидкости в коническом (рис. 2) сосуде с демпфером с помощью

механического аналога для последующего изучения характера данных колебаний в зависимости от разных параметров демпфирования [10].

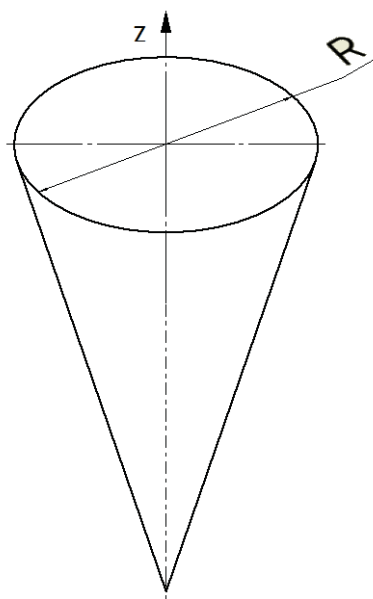


Рис. 2. Модель сосуда

Чтобы получить дифференциальное уравнение колебаний, нам понадобится составить уравнение Лагранжа второго рода [11] для полностью наполненного жидкостью бака.

Для последующих вычислений, введем обозначения:

ρ – плотность;

R – радиус основания конуса;

h – высота конуса;

c – жесткость пружины механического аналога и жидкости.

А также введем обобщенную координату z .

Объем конуса вычисляется по формуле [12]:

$$V = \frac{\pi}{3} R^2 h \quad (1)$$

Масса выражается через объем, как:

$$m = \rho V = \frac{\pi}{3} R^2 h \rho \quad (2)$$

Найдем кинетическую энергию:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 \quad (3)$$

Потенциальную энергию [13]:

$$\Pi = \frac{1}{2} cz \quad (4)$$

Диссипативную функцию Релея [11]

$$\Phi = \frac{1}{2} b\dot{z}^2 \quad (5)$$

Для оставления уравнения Лагранжа второго рода возьмем частную производную по \dot{z} :

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{z}} = m\dot{z} \quad (6)$$

И от полученного полную производную по времени

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{z}} \right) = m\ddot{z} \quad (7)$$

Возьмем частную производную потенциальной энергии по z :

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = cz \quad (8)$$

А так же диссипативной функции Релея по \dot{z} :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = b\dot{z} \quad (9)$$

Уравнение Лагранжа второго рода [11]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial z} = Q_z + Q_R \quad (10)$$

Где [1]:

$$Q_z = - \frac{\partial \Pi}{\partial z}$$

$$Q_R = - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}}$$

И тогда уравнение Лагранжа второго рода примет вид:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} &= -cz - b\dot{z} \\ m\ddot{z} + b\dot{z} + cz &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\omega^2 = \frac{g}{h} = \frac{c}{m} \Rightarrow c = \frac{mg}{h}$$

$b = 2nm$, согласно [6].

Подставив в уравнение Лагранжа полученное с и b, разделив на m, получим:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \frac{g}{h}z = 0 \quad (12)$$

Решением уравнения затухающих колебаний является функция:

$$z(t) = e^{-2nt} \cos\left(\sqrt{\frac{g}{h}}t + \varphi\right), \text{ для } n < \sqrt{\frac{g}{h}} \quad (13)$$

$$z(t) = C_1 e^{\left(-n + \sqrt{n^2 - \frac{g}{h}}\right)t} + C_2 e^{\left(-n - \sqrt{n^2 - \frac{g}{h}}\right)t} \quad \text{для } n > \sqrt{\frac{g}{h}} \quad (14)$$

Для нахождения C_1 и C_2 решим задачу Коши исходя из начальных условий когда $z(0)=0,05$ и $\dot{z}(0)=0$. В итоге получаем:

$$z(t) = \left(0,025 + 0,025 \frac{n}{\sqrt{n^2 - \frac{g}{h}}}\right) e^{\left(-n + \sqrt{n^2 - \frac{g}{h}}\right)t} + \left(0,025 - 0,025 \frac{n}{\sqrt{n^2 - \frac{g}{h}}}\right) e^{\left(-n - \sqrt{n^2 - \frac{g}{h}}\right)t}$$

для $n > \sqrt{\frac{g}{h}}$;

Ниже представлены графики для различных коэффициентов затухания n (рис. 2 и рис. 3).

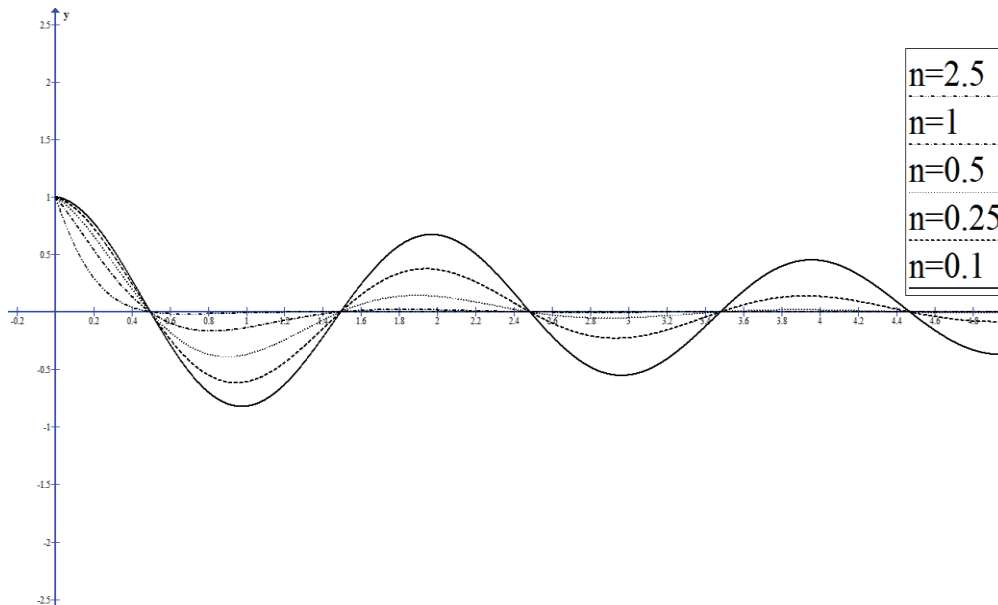


Рис. 2. Колебания при $n < \sqrt{\frac{g}{h}}$

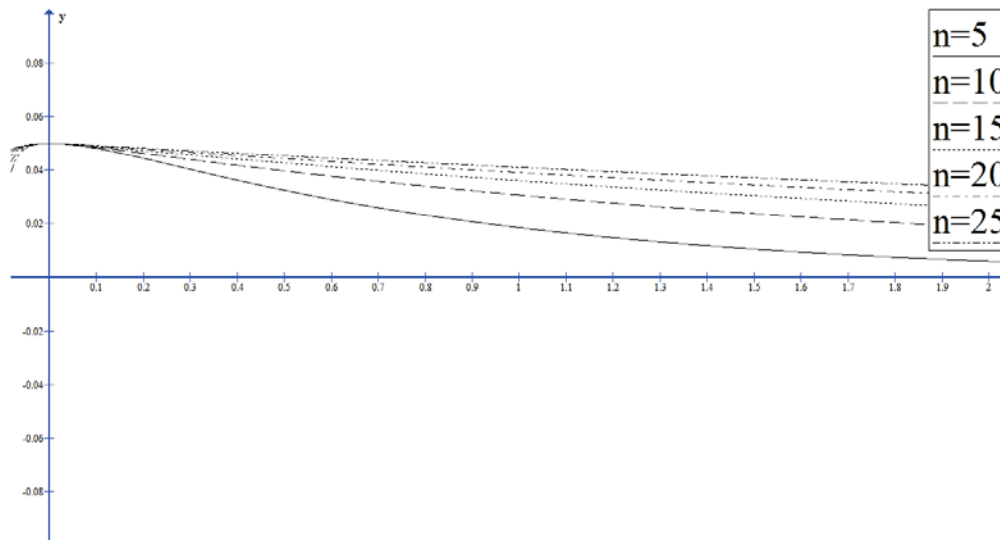


Рис. 3. Колебания при $n > \sqrt{\frac{g}{h}}$

Заключение

В результате вычислений и незначительных допущений мы получили две функции, характеризующие движение жидкости в топливном баке ракеты. Построив графики функций при разных замечательных коэффициентах демпфирования, мы убедились в возможном периодическом или аperiodическом характере движения жидкости. Периодические колебания являются затухающими без учета внешней побуждающей силы, но в естественных условиях коэффициент затухания ниже, чем коэффициент возбуждения побуждающей внешней силы, в нашем случае вибрации возникающие в двигателе. [8, 14, 15]. Из этого следует, что демпфер в данной системе необходим, и при этом коэффициент демпфирования n должен превышать значение равное корню из отношения ускорения свободного падения g и высоты топливного бака h .

Получив функцию вертикальных колебаний жидкости в коническом сосуде, при фиксированных значениях высоты конического топливного бака ракеты h и ускорения свободного падения g мы можем находить коэффициент демпфирования, необходимый для предотвращения автоколебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гончаров Д.А. Динамика двухслойной жидкости, разделенной упругой перегородкой с учетом сил поверхностного натяжения. //

- Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. № 11. С. 547-556.
2. Пожалостин А.А., Гончаров Д.А. Свободные осесимметричные колебания двухслойной жидкости с упругим разделителем между слоями при наличии сил поверхностного натяжения // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 12 (24). С. 17.
 3. Шунгаров Э.Х., Гончаров Д.А. об устойчивости малых колебаний свободной поверхности жидкости // Молодежный научно-технический вестник. 2013. № 4. С. 24.
 4. Гончаров Д.А., Пожалостин А.А. Колебаниях двухслойной жидкости в упругом баке // В сборнике: XI Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики сборник докладов. Составители: Д.Ю. Ахметов, А.Н. Герасимов, Ш.М. Хайдаров; ответственные редакторы: Д.А. Губайдуллин, А.И. Елизаров, Е.К. Липачев. 2015. С. 1012-1014.
 5. Колесников К.С. Динамика ракет, второе издание, исправленное и дополненное, 2003г;
 6. Гончаров Д.А., Пожалостин А.А. Об экспериментальном методе определения коэффициента демпфирования разделителя двусвязной жидкости в баке // Инженерный журнал: наука и инновации. 2014. № 12 (36). С. 9.
 7. Пожалостин А.А., Гончаров Д.А., Кокушкин В.В. Экспериментально-аналитический метод определения коэффициента сопротивления разделителя слоев жидкости в баке // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 4. С. 130-140.
 8. Пожалостин А.А., Гончаров Д.А. Свободные осесимметричные колебания двухслойной жидкости с упругим разделителем между слоями // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2015. № 1. С. 31-34.
 9. Пожалостин А.А., Гончаров Д.А., Кокушкин В.В. Малые колебания двухслойной жидкости с учетом проницаемости разделителя // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия: Естественные науки. 2014. № 5 (56). С. 109-116.
 10. Гончаров Д.А., Пожалостин А.А., Кокушкин В.В. Моделирование осесимметричных колебаний упругого бака с жидкостью с учетом сил поверхностного натяжения посредством механического аналога // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 6. С. 372-383.
 11. Маркеев А.П. Теоретическая механика. 2-е изд., дополненное, 1999;
 12. Ж. Адамар. Элементарная геометрия. Часть 2. Стереометрия, 1951;

13. University physics with modern physics. 13th Edition, Hugh D. Young Roger A. Freedman, 2012.
14. Peschka W. Liquid Hydrogen as Fuel. Springer Vienna, Vienna, 1992. DOI 10.1007/978-3-7091-9126-2_6. pp 117-240
15. Belov, V.K. Influence of short-term creep on the stability of rocket fuel tanks // Strength of Materials (in English) (1990) 22: 1466. DOI:10.1007/BF00767234

D. Salzman, T.I. Maksyutov, D.A. Goncharov, A. Y.Vukolov

MECHANICAL ANALOGUE OF VERTICAL OSCILLATIONS OF THE LIQUID-FILLED CUSHIONED CONOID TANK

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Abstract

In this article, a study of the vertical oscillations of a liquid in a conical vessel with a damper was made. The resulting equations of these oscillations showed a significant dependence of the nature of the oscillations on the damping coefficient, which makes it possible to use the correlations obtained when designing the system of rocket fuel tanks.

Key words: Self-oscillation, fuel tank, oscillations of a fluid-filled vessel.

REFERENCES

- [1] Goncharov D.A. Dynamics of a two-layer liquid separated by an elastic partition taking into account the surface tension. // Science and studying: Scientific Publication in BMSTU Bauman. 2013. № 11. Pp. 547-556.
- [2] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. Free axisymmetric oscillations of a two-layer liquid with an elastic separator between layers in the presence of surface tension forces //Engineering Journal: Science and Innovation. 2013. № 12 (24). P. 17.
- [3] Shungarov E.H, Goncharov D.A. About the stability of small oscillations of the free surface of a liquid // Youth scientific and technical bulletin. 2013. № 4. P. 24.
- [4] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. Oscillations of a two-layer liquid in an elastic tank // In the collection: XI All-Russian Congress on Fundamental Problems of Theoretical and Applied Mechanics, a collection of lectures. Formers: D.U. Ahmetov, A.H. Gerasimov, Sh.M.Haidarov; responsible editors: D.A. Gubaidullin, A.I. Yellizarov, I.K. Lipachev. 2015. Pp. 1012-1014.

- [5] Kolesnikov K.S. Rocket dynamics, Second edition, Corrected and filled, 2003;
- [6] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. About the experimental method for determining the coefficient of damping of a separator of doubly connected liquid in a tank/ Engineering Journal: Science and Innovation. 2014. № 12 (36). P. 9.
- [7] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. , Kokushkin V.V Experimental-analytical method for determining the coefficient of resistance of the separator of fluid layers in a tank // Science and studying: Scientific Publication in BMSTU Bauman. 2015. № 4. Pp. 130-140.
- [8] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. Free axisymmetric oscillations of a two-layer liquid with an elastic separator between layers // Proceedings of higher educational institutions. Aviation equipment. 2015. № 1. Pp. 31-34.
- [9] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. , Kokushkin V.V Small oscillations of a two-layer liquid with allowance for the permeability of the separator // Herald of BMSTU Bauman. Series: Natural Sciences. 2014. № 5 (56). Pp. 109-116.
- [10] Pozhalostin A.A., Goncharov D.A. , Kokushkin V.V Modeling of axisymmetric oscillations of an elastic tank with a liquid, taking into account surface tension forces by means of a mechanical analog // Science and studying: Scientific Publication in BMSTU Bauman. 2015. № 6. Pp. 372-383.
- [11] Markeev A.P. Theoretical mechanics. second edition, supplemented, 1999;
- [12] Zh. Adamar. Elementary geometry. Second part. Stereometry, 1951;
- [13] University physics with modern physics. 13th Edition, Hugh D. Young Roger A. Freedman, 2012.
- [14] Peschka W. Liquid Hydrogen as Fuel. Springer Vienna, Vienna, 1992. DOI 10.1007/978-3-7091-9126-2_6. pp 117-240
- [15] Belov, V.K. Influence of short-term creep on the stability of rocket fuel tanks // Strength of Materials (in English) (1990) 22: 1466. DOI:10.1007/BF00767234

ОСОБЕННОСТИ СОБЫТИЙНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК



¹Валерий Аркадьевич Коковин,
Государственный университет "Дубна", Филиал "Протвино",
Россия, Протвино, Московская область, Северный пр.9.
Тел.: (4967)31-02-34, E-mail: kokovin@uni-protvino.ru.



²Александр Александрович Евсиков,
Государственный университет "Дубна", Филиал "Протвино",
заведующий кафедрой «Автоматизация технологических
процессов и производств», Россия, Протвино, Московская
область, Северный пр.9
Тел.: (4967)31-0190, E-mail: aaa@uni-protvino.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы взаимодействия мехатронных устройств через события и сообщения. Анализируется конфигурация сети для этих взаимодействий. Рассматриваются достоинства и недостатки различных конфигураций сети для распределенных технологических систем.

Ключевые слова: событийное взаимодействие, мехатронные системы, распределенные управляющие системы.

Введение

Разработка систем управления (СУ) технологическими процессами (ТП) связана с построением модели через формализацию входных параметров и параметров текущего состояния ТП. Управление в реальном

времени взаимосвязанными, территориально и алгоритмически распределенными ТП с параллельными процессами представляет достаточно сложную задачу [1]. Дополнительные трудности возникают, когда в качестве исполнительных органов технологического процесса используются взаимосвязанные мехатронные устройства, образующие *мехатронные системы*.

Мехатронные устройства (МУ) можно определить как устройства, в которых сочетаются узлы точной механики с электронными управляющими, интерфейсными и силовыми модулями. Такое сочетание приводит к реализации новых свойств этого устройства в плане создания дополнительных функциональных возможностей. При этом все узлы мехатронных устройств подчинены решению общей для всех узлов задачи.

Наиболее широко МУ используются в тех отраслях, где требуется точное позиционирование исполнительных механизмов, быстрая реакция вычислителей на внешние и внутренние события, повышенная надежность и ограниченные массогабаритные параметры этих устройств. Все эти характеристики наиболее востребованы при разработке робототехнических устройств.

За последнее десятилетие появилось новое направление, названное интернетом вещей (Internet of Things - IoT), которое представляет собой распределенную систему компактных встроенных приложений, объединенных беспроводными или проводными сетями [2]. В качестве приложения часто выступают мехатронные устройства. Сегодня на основе IoT успешно развивается новое направление, которое с помощью сетевых технологий объединяет роботов или роботизированные устройства. Это направление, названное Интернетом Роботизированных Вещей (Internet of Robotic Things - IoRT), нацелено на реализацию робототехнических технологий, путем расширения функциональности устройств IoT. В работе [3] дано понятие IoRT, в котором интеллектуальные устройства могут отслеживать события, собирать данные с разнообразных датчиков из различных источников, использовать интеллектуальные возможности своих вычислителей для определения оптимальных действий. Выполнив оптимизацию по заданным критериям, такие устройства могут манипулировать объектами физического мира и их контролировать, а так же при необходимости перемещаться в реальном мире. В составе узлов IoRT обязательно присутствуют мехатронные устройства, либо мехатронные системы.

Взаимодействие МУ, включенных в мехатронную систему, обусловлено решением общей для всей системы технологической задачи. В данной статье мы не будем рассматривать процессы взаимодействия отдельных МУ на энергетическом, либо на механическом уровне для решения поставленной задачи (например, для формирования заданного

контура перемещения исполнительных устройств). Целью нашего исследования является информационное взаимодействие МУ через систему событий и сообщений. Под *событиями* в системе управления технологическим объектом с использованием МУ будем понимать ограниченный набор именованных сигналов (битовых сигналов), активное состояние которых влияет на состояние МУ. Под *сообщениями* будем понимать любые данные (разрядностью более одного бита), передаваемые по управляющим каналам МУ, которые так же влияют на состояние МУ. Одно или несколько *событий* могут входить в состав *сообщений*.

Структура вычислителей мехатронных устройств

Мехатронное устройство отличается от электрического привода наличием программируемого вычислителя, формирующего на основе управляющей программы и системы сенсоров интеллектуальное управление [4]. Вычислители мехатронных устройств могут быть спроектированы как на основе микроконтроллеров, так и на платформе программируемых матриц – Field Programmable Gate Array (FPGA). Последние позволяют обрабатывать параллельные процессы, что дает возможность выполнять канальное масштабирование и реализовывать нестандартные интерфейсы. Другим преимуществом программируемых матриц является возможность проектировать обработку данных на основе модели *data flow*. В этом случае, реализуемый алгоритм «зашит» в аппаратуре системы управления в виде требуемых вычислительных и логических операторов, что позволяет распараллеливать различные процессы и неограниченно масштабировать.

Недостатком модели *data flow* до недавнего времени оставалась реализация эффективной по производительности, но узкоспециальной по назначению задачи. При смене алгоритма задачи приходилось модернизировать аппаратную часть системы управления. С появлением технологии FPGA ситуация изменилась. Появилась возможность реконфигурировать аппаратную реализацию алгоритма удаленно и неограниченное число раз. Кроме того, разработку можно выполнять на языках описания аппаратуры (*Verilog, VHDL*), что повысило производительность разработки и дало возможность выполнять функциональную и временную симуляцию проекта. Вычислители мехатронных устройств, построенные на современных FPGA, в своем составе содержат средства для эффективной реализации модели вычислений *data flow*. К таким средствам можно отнести цифровые сигнальные процессоры (*DSP*), которые позволяют вести разработку и создание контуров управления высокопроизводительных силовых преобразователей, широко используемых при автоматизации

технологических процессов, а так же осуществлять векторное управление двигателями мехатронных устройств [5].

На рис.1 представлена структура вычислителя (Control Unit) МУ. В состав вычислителя входит ядро, реализованное на FPGA. В матрицу загружается подготовленный код, соответствующий следующим мегафункциям:

- Control Logic – управляющая логика, предназначенная для обработки *событий* от сенсоров МУ и сообщений от других мехатронных устройств;
- State Machine – устройство для формирования заданных состояний МУ, построенное на основе модели конечных автоматов;
- Interface – блок согласования выходов устройства State Machine и управляющих кодов для силового модуля (Power module);
- Data Memory – встроенная в FPGA память для хранения слов входного алфавита State Machine;
- DS-interface – мегафункция для обработки/кодировки *сообщений*, получаемых/отправляемых по сети (DS-Link) для связи с другими МУ.
- Для синхронизации работы отдельных функций ядра используется внешний генератор.

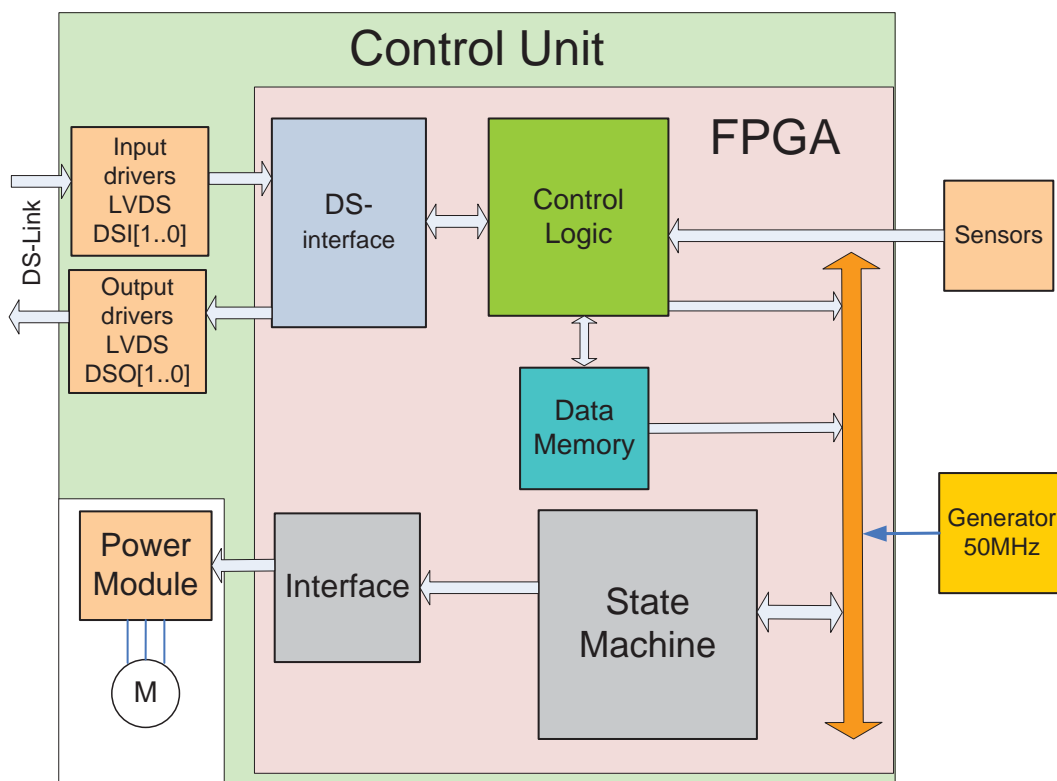


Рис.1 Структурная схема вычислителя МУ

Мехатронные устройства и системы, как правило, используются в условиях больших электромагнитных помех от технологического оборудования и внешних возмущений. Поэтому, для достоверности передаваемых данных и для повышения общей надежности систем, необходимо использовать на сигнальном уровне при передаче *событий* и *сообщений* специальную кодировку. При создании аппаратуры для технологических установок ускорительного комплекса [6] хороший результат показало DS-кодирование (Data-Strobe coding) [7], с сигнальным уровнем LVDS [8]. LVDS - уровни имеют высокую помехозащищенность и энергоэффективность. При DS-кодировании необходимо для передачи две линии: D - для передачи данных в прямом коде, S – для передачи стробирующего сигнала, изменяющего свое значение каждый раз, когда данные остаются неизменными в очередном битовом интервале. Таким образом, в каждом такте меняется один из сигналов – либо D, либо S. DS-кодирование обладает свойством самосинхронизации [7]. В результате DS-кодирование позволяет передавать данные с большими скоростями без предварительного согласования скоростей между вычислителями двух МУ. При скорости 100 Мб/с длина линии связи может быть в пределах 30 метров.

Конфигурация сети для обмена сообщениями между МУ

Конфигурация сети во многом определяется решаемыми задачами и составом оборудования. Формат *сообщения* определяется числом МУ и объемом передаваемой информации. Приведем пример формата *сообщения* для сети из 32 МУ (Табл.1). Данное *сообщение* имеет 16 двоичных разрядов и содержит три поля: поле адреса, поле закодированных *сообщений* (127 уникальных *сообщений*) и поле *событий* (16 уникальных *событий*). При необходимости разрядность полей может быть неограниченно увеличиваться, но с увеличением разрядности уменьшается скорость передачи.

Таблица 1. Формат *сообщения*

<i>Код адреса</i>					<i>Код сообщения</i>						<i>Код события</i>				
15	14	13	12	11	10	09	08	07	06	05	04	03	02	01	00
0	0	0	0	0	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Рассмотрим особенности сетевой конфигурации и обменом *событиями* и *сообщениями* между вычислителями МУ в различных технологических системах:

Централизованное управление несколькими МУ (например, промышленный робот с несколькими суставами). Существует два варианта конфигурации сети: параллельная и последовательная.

Параллельная битовая сеть служит для передачи *событий* от сенсоров (например, от концевых выключателей) на центральное вычислительное устройство (ЦВУ), в качестве которого может быть использован программируемый логический контроллер (ПЛК), и управляющих сигналов от ПЛК на вычислители МУ. При этом организуются независимые *линки* (наборы сигналов) на каждый вычислитель. Недостатком такой конфигурации является большие затраты на сеть и отсутствие контроля получения *событий*.

Последовательная сеть формируется с помощью одного дуплексного DS-линка. *Сообщения* последовательно поступают от ЦВУ на вычислители МУ, а затем возвращаются для контроля в ЦВУ. На рис.2 представлена конфигурация такой сети. MD1..MD3 – мехатронные устройства, обеспечивающие функционирование трех суставного робота. CPU – центральное вычислительное устройство. *Сообщения* передаются последовательно от CPU на MD1.. MD3 с помощью DS-интерфейса и могут иметь широковещательный статус, либо содержать адрес конкретного МУ. Для контроля прохождения *сообщений* последний МУ соединен с CPU. Преимущества кольцевой последовательной сети заключаются в следующем:

- DS-Link каждого МУ является сетевым повторителем-усилителем, что позволяет поддерживать высокую скорость с большим числом мехатронных устройств.
- Возможен контроль получения *сообщений* как в вычислителе каждого МУ, так и в самом CPU.
- Время передачи *сообщений* строго детерминировано.

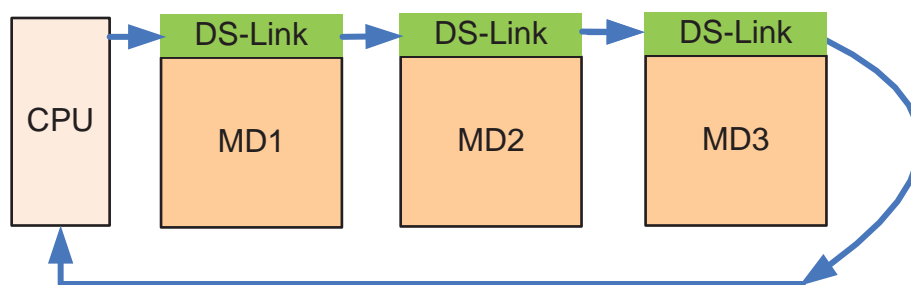


Рис. 2 Конфигурация последовательной сети для связи ЦВУ и набора МУ

Распределенное управление МУ. При распределенном управлении МУ алгоритм решения задачи распределен по отдельным МУ. В этом случае может быть два типа конфигурации сети: линейная и кольцевая.

При линейной конфигурации доступ к сети осуществляется случайным образом и возможны коллизии, что увеличивает время передачи и приводит к недетерминированности. При кольцевой конфигурации распределенной сети сохраняются все преимущества, описанные выше для централизованной кольцевой сети. Отличие заключается в том, что вычислитель каждого МУ может являться инициатором передачи сообщения МУ, адрес которого будет указан в сообщении.

Заключение

Приведенное исследование показало, что взаимодействие МУ распределенных технологических устройств требует создание линейной или кольцевой конфигурации сети. Для большой территориальной распределенности мехатронных систем предпочтительной является кольцевая конфигурация сети, с возможными оптическими сегментами. Для повышения надежности передачи информации и достоверности *сообщений* необходимо применять специальное кодирование сигналов, которое повысит помехозащищенность. В случае реализации вычислителей МУ на FPGA, можно использовать встроенные диагностические порты [9], которые в реальном времени смогут контролировать отработку алгоритмов задачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коковин В.А. Особенности построения телекоммуникационной системы для управления взаимосвязанными технологическими процессами. Современное состояние и перспективы развития технических наук: Сборник статей Международной научно-практической конференции. – Уфа: Аэтерна, 2015. С. 56-59
2. Sutikno T., Jidin A., Basar M. F. Simple realization of 5-segment discontinuous svpwm based on FPGA // International Journal of Computer and Electrical Engineering. Vol. 2. No. 1. Feb. 2010
3. <https://www.abiresearch.com/market-research/product/1019712-the-internet-of-robotic-things/>
4. V.A. Kokovin and A.N. Sytin The processing of information from sensors in intelligent systems / Journal of Physics: Conference Series, 2017. Vol. 803, N. 1, 012075. doi:10.1088/1742-6596/803/1/012075
5. Коковин В.А., Евсиков А.А. Использование метода потокового управления при автоматизации технологических установок // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й международной научно-практической конференции / под ред.

- М.М.Радкевича и А.Н.Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 1275-1284.
6. Kalinin A Yu, Kokovin V A, Kryshkin V I and Skvortsov V V 2016 An absolute intensity beam monitor *Instruments and Experimental Techniques* **59 (4)** 536–38
 7. IEEE 1394-1995. IEEE Standard for a High Performance Serial Bus. – IEEE, 1995
 8. ANSI/TIA/EIA-644-1995. Electrical Characteristics of Low Voltage Differential Signaling (LVDS) Interface Circuits, 1995
 9. Коковин В.А., Увайсов С.У., Диагностический порт для сканирования выделенных объектов в электронных средствах на ПЛИС, Контроль. Диагностика, Изд. дом "Спектр". 2015. № 12. С. 54 – 59 DOI: 10.14489/td.2015.12.pp.054-059

V.A. Kokovin, A.A. Evsikov

PECULIARITIES OF EVENT INTERACTION OF MECHATRONIC DEVICES OF DISTRIBUTED TECHNOLOGICAL INSTALLATIONS

Moscow Region State University “Dubna”, Branch “Protvino”, Protvino, Russia

Abstract

The paper discusses the interaction of mechatronic devices through events and messages. The network configuration for these interactions is analyzed. The advantages and disadvantages of various network configurations for distributed technological systems are considered.

Key words: event interaction, mechatronic systems, distributed control systems.

REFERENCES

- [1] Kokovin V.A. Osobennosti postroenija telekommunikacionnoj sistemy dlja upravlenija vzaimosvjazannymi tehnologicheskimi processami // *Sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitija tehniceskix nauk: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii - Ufa*, 2015.- P. 56-59 (rus.)
- [2] Lurie Sutikno T., Jidin A., Basar M. F. Simple realization of 5-segment discontinuous svpwm based on FPGA // *International Journal of Computer and Electrical Engineering*. Vol. 2. No. 1. Feb. 2010
- [3] <https://www.abiresearch.com/market-research/product/1019712-the-internet-of-robotic-things/>

- [4] V.A. Kokovin and A.N. Sytin The processing of information from sensors in intelligent systems / *Journal of Physics: Conference Series*, 2017. Vol. 803, N. 1, 012075. doi:10.1088/1742-6596/803/1/012075
- [5] V.Kokovin, A.Evsikov, “Streaming techniques use management automation in manufacturing plants”, *Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: Materialy 4-j Mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii. / Pod red. M.M. Radkevicha i A.N. Evgrafova. – SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta*, 2014. – pp. 1275 – 1284 (rus)
- [6] Kalinin A Yu, Kokovin V A, Kryshkin V I and Skvortsov V V 2016 An absolute intensity beam monitor *Instruments and Experimental Techniques* **59 (4)** 536–38
- [7] IEEE 1394-1995. IEEE Standard for a High Performance Serial Bus. – IEEE, 1995
- [8] ANSI/TIA/EIA-644-1995. Electrical Characteristics of Low Voltage Differential Signaling (LVDS) Interface Circuits, 1995
- [9] V. Kokovin, S. Uvaysov, “Diagnostic port for scanning the selected objects in the electronic means on FPGA”, *Kontrol'. Diagnostika*, Izdat. dom "Spektr". 2015. № 12. pp. 54 – 59 DOI: 10.14489/td.2015.12.pp.054-059 (rus).

А. В. Миничев

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖИННОГО АККУМУЛЯТОРА ПЕРЕМЕННОЙ КОНФИГУРАЦИИ



Артём Валерьевич Миничев
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79045552583, E-mail: artem.minichev@mail.ru

Аннотация

В работе рассматриваются геометрические характеристики нелинейного пружинного аккумулятора переменной конфигурации с выходным поступательным звеном, предназначенного для применения в многопозиционном приводе с рекуперацией энергии. Получены и приведены выражения для определения конструктивных параметров аккумулятора.

Ключевые слова: пружинные аккумуляторы, многопозиционный привод, линейный привод, механическая энергия, рекуперация.

Введение. Известны приводы с рекуперацией энергии для возвратно-поступательного [1], [2], [9], [10] и возвратно-качательного движения [2], [3], [4], [5], [8]. Многопозиционность в приводах с рекуперацией обеспечивается, как правило, использованием дифференциальных пружинных аккумуляторов и групп управляемых упоров [4], [5]. В работе представлено исследование геометрических характеристик нелинейного пружинного аккумулятора переменной конфигурации. Приведены силовые и энергетические характеристики аккумулятора. Получены и приведены выражения, позволяющие определить значения конструктивных параметров привода, исходя из заданных максимального и минимального перемещения выходного звена, времени перемещения, перемещаемой

массы. Приведены выражения для оценки параметров привода перемещения центра колебаний.

Известен технологический процесс пакетирования тары [6], [7] в котором укладка тары на паллет производится послойно. Каждый слой укладывается ряд за рядом. Схема технологической операции укладки ряда тары представлена на рис. 1.

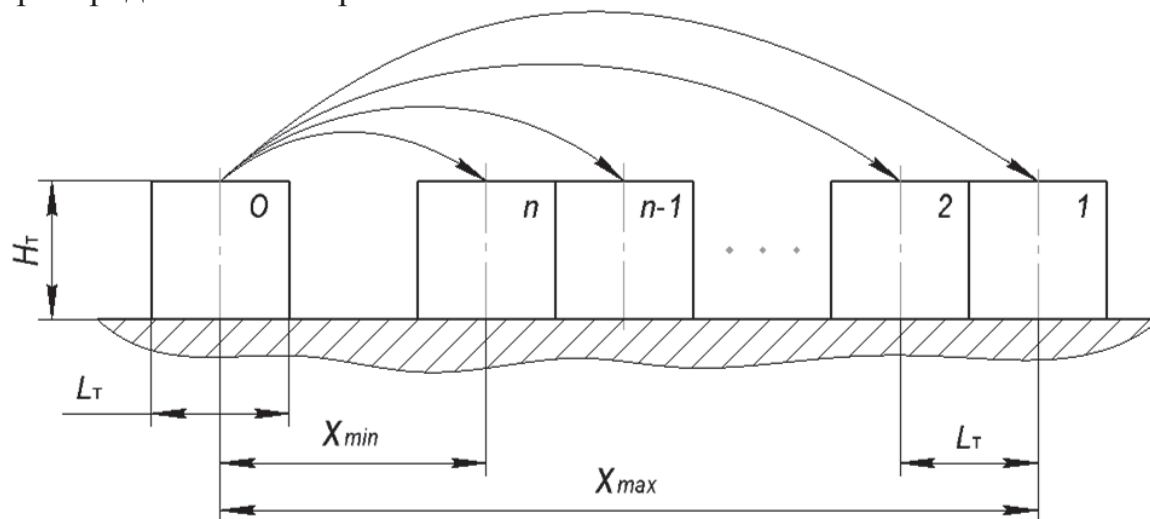


Рис. 1. Схема технологической операции укладки ряда тары

Для перемещения тары на переменное расстояние может быть использован привод, построенный на базе нелинейного пружинного аккумулятора. При этом изменение расстояния, на которое перемещается тара, может осуществляться изменением конфигурации привода: смещением положения устойчивого равновесия выходного звена, которое соответствует центру колебательного движения (далее – центр колебаний).

Технологическая операция, представленная на рис. 1, характеризуется следующими геометрическими параметрами:

X_{min} – величина минимального перемещения единицы тары из начального положения;

X_{max} – величина максимального перемещения единицы тары из начального положения;

H_T – высота тары;

L_T – ширина тары;

n – число единиц тары, составляющих ряд.

Ширина тары, а также величины максимального и минимального перемещения тары связаны между собой следующим соотношением:

$$X_{max} = X_{min} + L_T(n - 1)$$

Величина перемещения n -ой единицы тары определяется выражением:

$$X_n = X_{max} - L_T(n - 1)$$

Выходное звено 1 установлено на направляющей 2 с возможностью линейного перемещения. Направляющая 2 установлена на корпусе 3. Пружина растяжения 4 одним концом шарнирно соединена с выходным звеном 1, а другим с кареткой 5, установленной с возможностью линейного перемещения на направляющей 6. Направляющая 6 также установлена на корпусе 3. Положение каретки 5 задаётся приводом 7, установленным на корпусе 3.

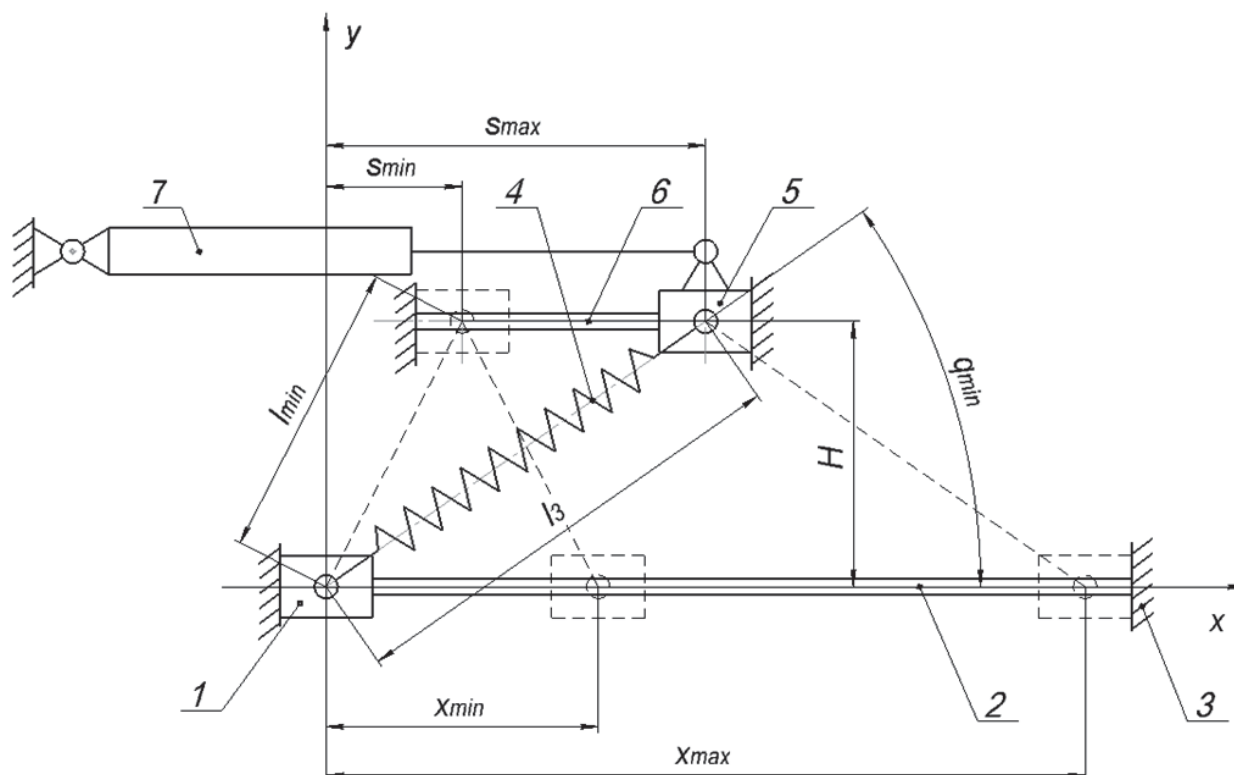


Рис. 2. Нелинейный пружинный аккумулятор переменной конфигурации с выходным поступательным звеном

Закрепление второго конца пружины к каретке, имеющей возможность перемещения, позволяет получить нелинейный пружинный аккумулятор переменной конфигурации. Положение каретки s определяет положение центра колебаний. Таким образом, изменяя положение каретки, можно задавать необходимое перемещение выходного звена.

Пружинный аккумулятор переменной конфигурации описывается следующими параметрами:

- x — координата выходного звена;
- x_{min} — координата минимального перемещения выходного звена;
- x_{max} — координата максимального перемещения выходного звена;
- s — координата центра колебаний;
- s_{min}, s_{max} — координаты крайних положений центра колебаний выходного звена;
- H — межосевое расстояние;

q_{min} – минимальное значение угла приложения силы, действующей со стороны пружины к выходному звену;

Размеры пружины согласно ГОСТ 13765-86:

l_0 – длина пружины в свободном состоянии;

l_1 – длина пружины при предварительной деформации;

l_2 – длина пружины при рабочей деформации;

l_3 – длина пружины при максимальной деформации;

Максимальная и минимальная длины пружины связаны между собой коэффициентом удлинения:

$$K_y = \frac{l_3}{l_0}.$$

Для обеспечения возможности прохождения выходного звена через положение $x=s$ должно выполняться условие:

$$H \geq l_0$$

Поскольку параметры X_{min} и X_{max} определяются технологической операцией, а коэффициент удлинения пружины K_y может быть принят в пределах 2...8, можно определить начальную длину пружины.

При условии, что $H = l_0$, в соответствии с рис. 2, имеем

$$l_3 = \sqrt{\frac{x_{max}^2}{4} + l_0^2};$$

Или,

$$l_0 = \frac{x_{max}}{2\sqrt{K_y^2 - 1}}$$

Таким образом, минимальное значение межосевого расстояния:

$$H = \frac{x_{max}}{2\sqrt{K_y^2 - 1}}$$

Введём безразмерную величину X' , характеризующую отношение максимального перемещения x_{max} и межосевого расстояния H :

$$X' = \frac{2 \cdot l_0 \sqrt{K_y^2 - 1}}{H};$$

Если выполняется условие $l_0 = H$, то выражение принимает вид:

$$X' = 2\sqrt{K_y^2 - 1};$$

График зависимости X' от коэффициента удлинения K_y представлен на рис. 3. Как видно из рис. 3, с увеличением коэффициента удлинения K_y , отношение $\frac{x_{max}}{H}$ увеличивается, а значит, увеличивается максимальное возможное перемещение выходного звена.

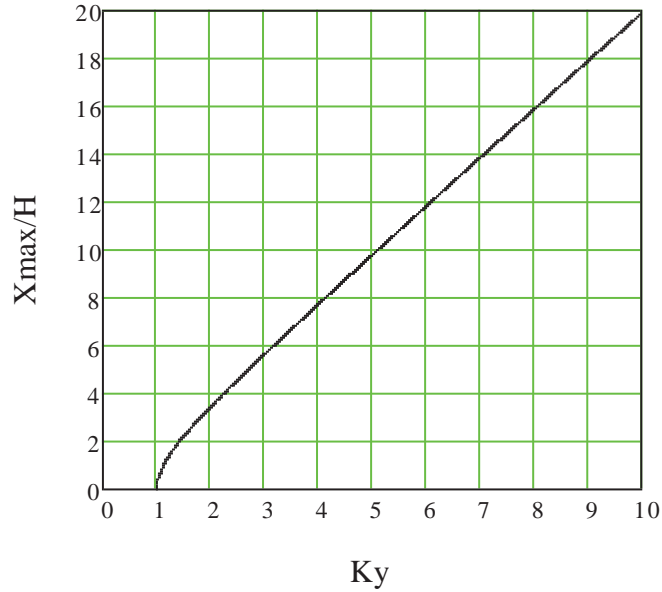


Рис.3. График зависимости X' от коэффициента удлинения K_y

Длина пружины определяется следующим выражением:

$$l = \sqrt{(s - x)^2 + H^2} \quad (1)$$

Координата центра колебаний, при которой достигается максимальное удлинение пружины, определяется как:

$$s_{max} = \sqrt{l_3^2 - H^2} \quad (2)$$

При условии, что $l_0 = H$, выражение (2.1.2) приобретает вид:

$$s_{max} = l_0 \sqrt{K_y^2 - 1} \quad (3)$$

Сила, действующая на выходное звено со стороны пружины, выражается как:

$$F_{пр} = C \cdot (l_2 - l_0) = C \cdot (\sqrt{(s - x)^2 + H^2} - l_0) \quad (4)$$

Угол приложения силы q определяется через тригонометрические функции:

$$\begin{cases} \sin(q) = \frac{H}{\sqrt{(s - x)^2 + H^2}} \\ \cos(q) = \frac{s - x}{\sqrt{(s - x)^2 + H^2}} \end{cases} \quad (5)$$

Составляющие силы, действующей со стороны пружины на выходное звено, выражаются следующим образом:

$$\begin{cases} F_y = C \cdot (\sqrt{(s - x)^2 + H^2} - l_0) \frac{H}{\sqrt{(s - x)^2 + H^2}} \\ F_x = C \cdot (\sqrt{(s - x)^2 + H^2} - l_0) \frac{s - x}{\sqrt{(s - x)^2 + H^2}} \end{cases} \quad (6)$$

Выражение (4) можно привести к следующему виду:

$$F_{\text{пр}} = -C \cdot H \cdot F'_{\text{пр}},$$

Где $F'_{\text{пр}}$ – безразмерная силовая характеристика аккумулятора, определяемая согласно выражению:

$$F'_{\text{пр}} = \sqrt{(s' - x')^2 + 1} - K_{\text{пред}} \quad (7)$$

$K_{\text{пред}}$ – коэффициент предварительного натяжения пружины, определяемый следующим образом:

$$K_{\text{пред}} = \frac{l_0}{H}$$

Составляющие силовой характеристики, действующие вдоль осей x и y :

$$\begin{cases} F'_y = (\sqrt{(s' - x')^2 + 1} - K_{\text{пред}}) \frac{1}{\sqrt{(s' - x')^2 + 1}} \\ F'_x = (\sqrt{(s' - x')^2 + 1} - K_{\text{пред}}) \frac{s' - x'}{\sqrt{(s' - x')^2 + 1}} \end{cases} \quad (8)$$

Графики зависимостей силовых характеристик, действующих вдоль осей x и y , от координаты выходного звена при различных значениях s' приведены на рис. 4 и 5.

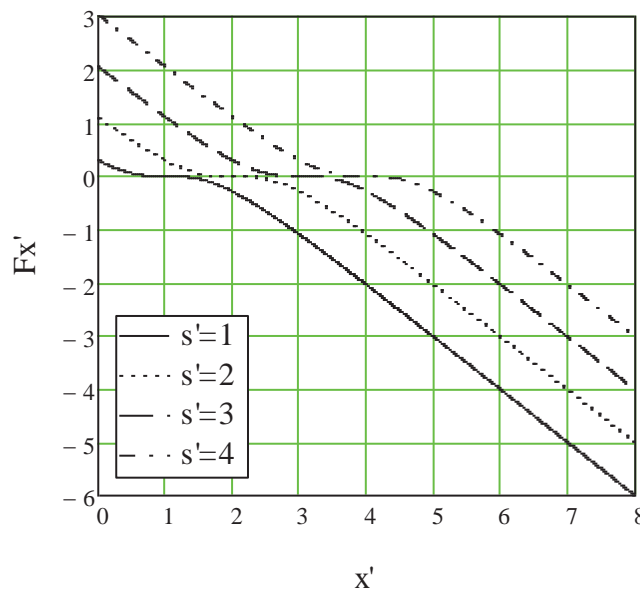


Рис. 4. График зависимости силовой характеристики F_x' от x'

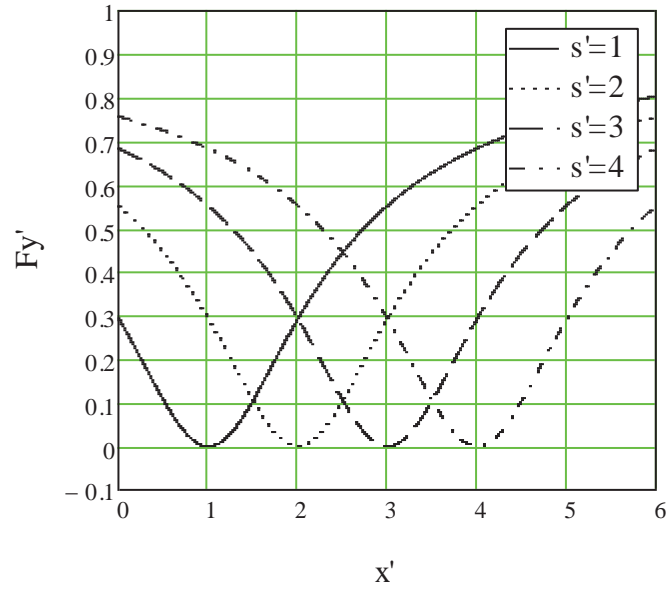


Рис. 5. График зависимости силовой характеристики $F_{y'}$ от x'

Увеличение предварительного натяжения пружины влечёт за собой изменение силы, действующей на выходное звено. Графики зависимостей силовых характеристик, действующих вдоль осей x и y , от координаты выходного звена при различных значениях $K_{\text{пред}}$ представлены на рис. 6 и 7.

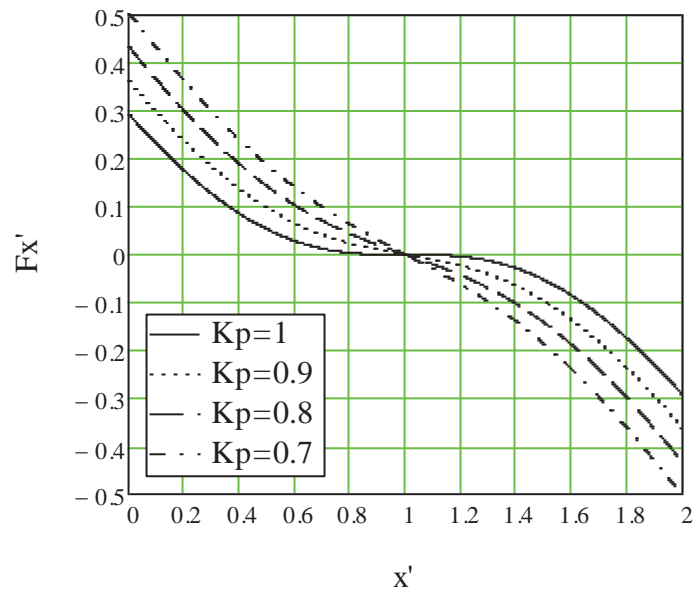


Рис. 6. График зависимости силовой характеристики $F_{x'}$ от x' при различных значениях $K_{\text{пред}}$

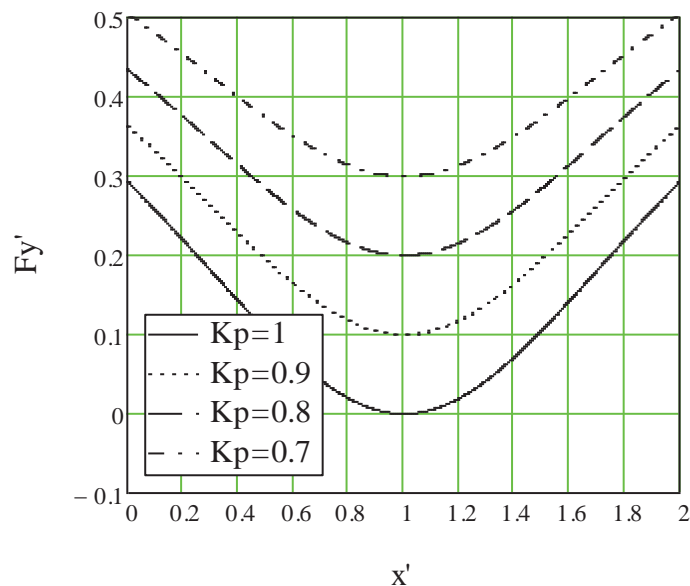


Рис. 7. График зависимости силовой характеристики F_x' от x' при различных значениях $K_{\text{пред}}$

Потенциальная энергия пружины определяется следующим выражением:

$$V = \frac{1}{2} C \cdot \Delta l^2;$$

Подставляя (1), получаем:

$$V = \frac{1}{2} C \cdot \left(\sqrt{(s-x)^2 + H^2} - l_0 \right)^2 \quad (9)$$

Выражение (8) можно привести к следующему виду:

$$V = \frac{1}{2} C \cdot H^2 \cdot V'$$

Где V' – безразмерная энергетическая характеристика аккумулятора.

$$V' = \left(\sqrt{(s'-x')^2 + 1} - K_{\text{пред}} \right)^2$$

График зависимости энергетической характеристики V' от координаты выходного звена x при различных значениях s представлен на рис. 8.

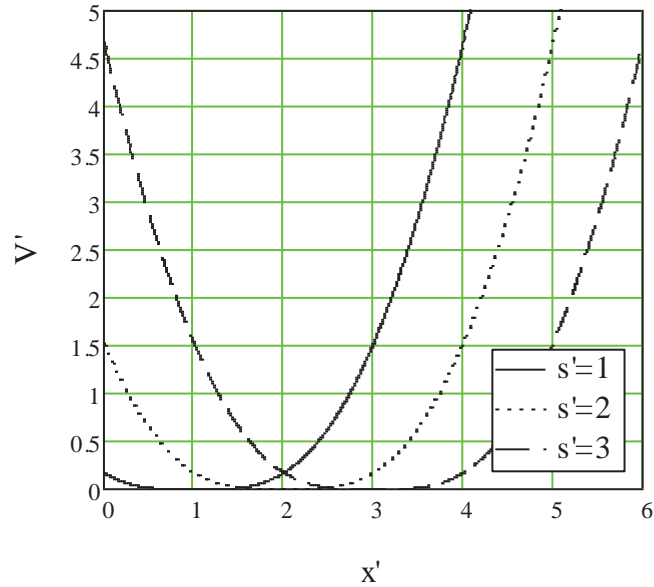


Рис. 8. График зависимости энергетической характеристики V' от координаты выходного звена x при различных значениях s

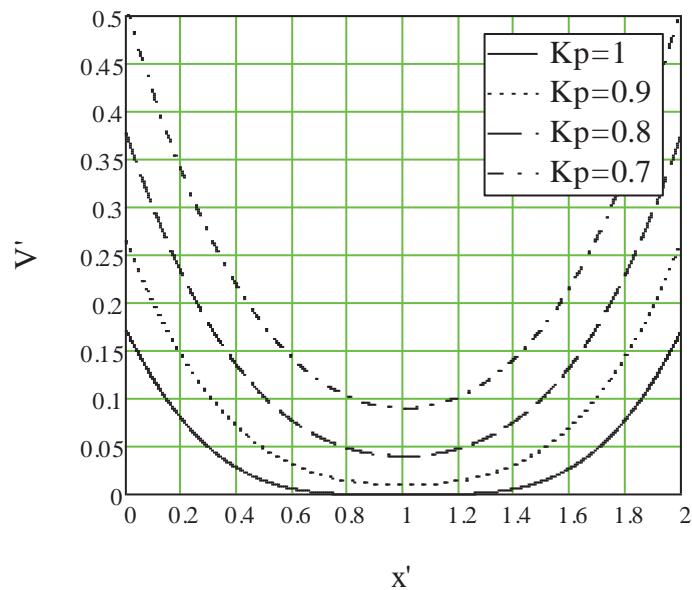


Рис. 9. График зависимости V' от x' при $s=1$ и различных значениях $K_{\text{пред}}$

Рассмотрим уравнение полной механической энергии системы:

$$V_0 = V + E + A_{\text{дисс}} \quad (10)$$

где:

V – текущее значение потенциальной энергии пружины;

V_0 – потенциальная энергия пружины в начальный момент времени;

E – кинетическая энергия выходного звена;

$A_{\text{дисс}}$ – работа диссипативных сил на рассматриваемом перемещении.

Потенциальная энергия пружины определяется согласно выражению (9). Кинетическая энергия определяется как:

$$E = \frac{1}{2} m \cdot \dot{x}^2 \quad (11)$$

Пренебрегая работой диссипативных сил, подстановкой (9) и (11) в (2.1.10) получаем выражение для определения скорости выходного звена:

$$\dot{x} = \pm \sqrt{\frac{2}{m} \cdot \left[\frac{1}{2} C \cdot (\sqrt{s_0^2 + H^2} - l_0)^2 - \frac{1}{2} C \cdot (\sqrt{(s-x)^2 + H^2} - l_0)^2 \right]} \quad (12)$$

Приведём выражение (11) к форме:

$$\dot{x} = \dot{x}' H \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (13)$$

Тогда:

$$\dot{x}' = \pm \sqrt{2 \left[(\sqrt{(s')^2 + 1} - K_{\text{пред}})^2 - (\sqrt{(s' - x')^2 + 1} - K_{\text{пред}})^2 \right]} \quad (14)$$

Максимальная скорость выходного звена достигается при прохождении положения устойчивого равновесия ($x=s$), и вычисляется как:

$$\dot{x}' = \pm \sqrt{2 \left[(\sqrt{(s')^2 + 1} - K_{\text{пред}})^2 - (1 - K_{\text{пред}})^2 \right]};$$

Время перемещения выходного звена между крайними положениями определяется выражением:

$$t = \int_0^x \frac{1}{\dot{x}} dx \quad (15)$$

Данное выражение может быть приведено к виду:

$$t = \sqrt{\frac{m}{C}} t' \quad (16)$$

где t' – безразмерный коэффициент, определяющий время перемещения выходного звена определяемый как:

$$t' = \int_0^x \frac{1}{\sqrt{\left[(\sqrt{(s')^2 + 1} - K_{\text{пред}})^2 - (\sqrt{(s' - x')^2 + 1} - K_{\text{пред}})^2 \right]}} dx' \quad (17)$$

График зависимости t' от x' при различных значениях $K_{\text{пред}}$ представлен на рис. 10.

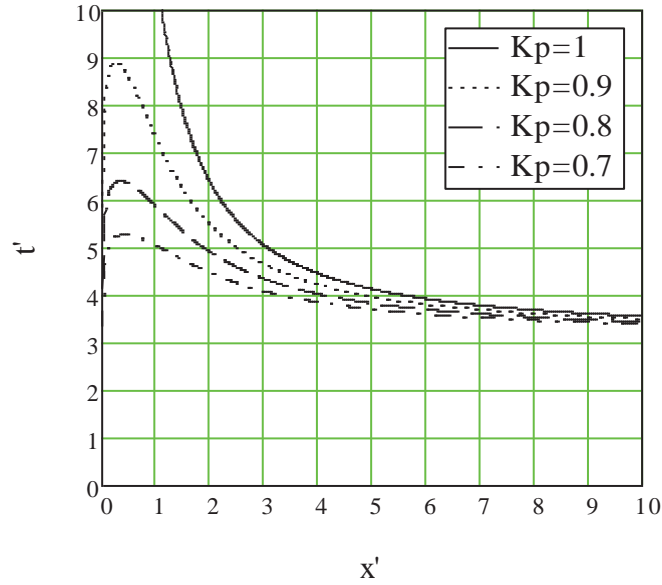


Рис. 10. График зависимости безразмерного коэффициента t' от x' при различных значениях коэффициента $K_{пред}$

Значения коэффициента t' при $K_{пред} = 1$ и различных значениях параметра x' приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значения коэффициента t'

x'	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	-	93.579	48.571	32.993	25.091	20.323	17.141	14.873	13.18	11.871
1	10.833	9.991	9.296	8.714	8.221	7.798	7.433	7.114	6.835	6.588
2	6.368	6.172	5.996	5.836	5.692	5.561	5.442	5.333	5.232	5.14
3	5.054	4.975	4.902	4.833	4.77	4.71	4.655	4.603	4.554	4.508
4	4.464	4.423	4.385	4.348	4.314	4.281	4.25	4.22	4.192	4.165
5	4.139	4.115	4.091	4.069	4.048	4.027	4.007	3.989	3.97	3.953

Уменьшение коэффициента $K_{пред}$, отражающее увеличение предварительного натяжения пружины, повышает быстродействие привода.

Преобразовывая выражение (16), получаем выражение для определения жесткости пружины при требуемых параметрах аккумулятора:

$$C = \frac{m \cdot t'^2}{t^2} \quad (18)$$

Подставляя (18) в (9) получаем выражение для максимальной потенциальной энергии:

$$V_{max} = \frac{1}{2} \frac{m \cdot t'^2}{t^2} \cdot l_0^2 (K_y - 1)^2$$

При условии, что $H = l_0$, получаем:

$$V_{max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot H^2 \cdot t'^2}{t^2} \cdot (Ky - 1)^2 \quad (19)$$

Максимальное усилие пружины тогда определяется как:

$$F_{max} = \frac{m \cdot t'^2}{t^2} \cdot l_0 \cdot (Ky - 1)$$

При условии, что $H = l_0$, получаем:

$$F_{max} = \frac{m \cdot H \cdot t'^2}{t^2} \cdot (Ky - 1) \quad (20)$$

Привод, используемый для изменения положения центра колебаний и для компенсации работы диссипативных сил, должен соответствовать определённым требованиям. Привод должен обеспечивать ход каретки

$$s_{\text{треб}} = s_{\text{min}} - s_{\text{max}}$$

Усилие, создаваемое приводом, может быть предварительно оценено без учёта сил трения, действующих в аккумуляторе. Тогда сила, действующая на каретку со стороны пружины, определяется согласно (4), (5), (18):

$$F_{\text{прив}}^{max} = \frac{m \cdot H \cdot t'^2}{t^2} \cdot (Ky - 1) \cdot \cos(q_{\text{min}})$$

Поскольку перемещение центра колебаний осуществляется во время выстоя выходного звена, при заданном времени выстоя можно определить требуемую мощность привода перемещения центра колебаний:

$$P = F_{\text{прив}}^{max} \cdot \frac{s_{\text{min}} - s_{\text{max}}}{t_{\text{выстоя}}}$$

Заключение. В работе приведены зависимости, описывающие геометрические характеристики пружинного аккумулятора переменной конфигурации. Получены выражения, позволяющие определить значения таких конструктивных параметров привода, как межосевое расстояние H , жесткость пружины C , исходя из заданных максимального и минимального перемещения выходного звена, времени перемещения, перемещаемой массы. Приведены выражения для оценки параметров привода перемещения центра колебаний.

Полученные выражения для определения конструктивных параметров могут быть использованы при проектировании пружинного аккумулятора переменной конфигурации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Миничев А.В. - Разработка и исследование пружинного привода // Неделя науки СПбПУ: Материалы научной конференции с международным участием. Лучшие доклады. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 91-95.

2. Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений: Учебное пособие // Palmarium Academic Publishing. – Saarbrucken: 2014.
3. Глушков А.А. Исследование и разработка быстродействующих поворотных цикловых приводов колебательного типа: дисс. ... канд. техн. наук. Владимир, ВлГУ, 2006. – 148 с.
4. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. и др. Манипуляционные системы роботов. – М.: Машиностроение. – 1989.
5. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. М.: Наука. 2006. 376 с.
6. Пухова О.В. Разработка и исследование энергетически эффективного робототехнического комплекса для пакетирования грузов: Автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук: 05.02.05/ Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – СПб: 2010.
7. Пухова О.В., Жавнер В.Л. Особенности технологического процесса пакетирования грузов // XXXVII международная научно-практическая конференция «Неделя науки СПбГПУ»: материалы. – СПб, 2010. – С.38-30.
8. Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы для шаговых приводов // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы V Междунар. науч. -практ.конф. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та,–2016. – С.499-509.
9. Патент РФ №158169. Рекуперативный привод / Миничев А.В., Мацко О.Н.
10. V.L. Zhavner and O.N. Matsko. Spring drives for reciprocal motion, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1-5. ©Allerton Press Inc., 2016.

A.V. Minichev

RESEARCH OF GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF THE SPRING ACCUMULATOR OF VARIABLE CONFIGURATION

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers geometrical characteristics of a nonlinear spring accumulator with a variable configuration and a translational output link. The accumulator is designed for use in a multi-position drive. Equations for determining the design parameters of the accumulator are obtained and given.

Key words: spring accumulators, multiposition drive, linear drive, mechanical energy, recuperation.

REFERENCES

- [1] Minichev A.V. - Development and research of a spring drive // Week of science of SPbPU: Materials of a scientific conference with international participation. The best reports. - SPb .: Publishing house of Polytechnic Univ., 2016. - P. 91-95.
- [2] Zhavner V.L., Matsko ON, Zhavner M.V. Recuperative drives for cyclic movements: Textbook // Palmarium Academic Publishing. - Saarbrucken: 2014.
- [3] Glushkov A.A. Research and development of high-speed rotary cyclic drives of oscillatory type: diss. ... cand. Tech. Sciences. Vladimir, VISU, 2006. - 148 p.
- [4] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. And others. Manipulation systems of robots. - M .: Mechanical engineering. - 1989.
- [5] Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. Theoretical foundations of robotics. In the 2nd book. M .: Science. 2006. 376 pp.
- [6] Pukhova O.V. Development and research of energetically effective robotic complex for cargo packing: the thesis Abstract on competition of a Cand.Tech.Sci .: 05.02.05 / Saint-Petersburg State Polytechnic University. - St. Petersburg: 2010.
- [7] Pukhova OV, Zhavner V.L. Features of the technological process of cargo packing // XXXVII international scientific and practical conference "Science Week of SPbSPU": materials. - St. Petersburg, 2010. - P.38-30.
- [8] Pelupessi D.S., Zhavner M.V. Spring accumulators for stepper drives // Modern mechanical engineering. Science and Education: Materials V Intern. Sci. -pr. Conf. (June 30 - July 1, 2016). -Pb .: Publishing house of Polytechnic. Un-ta, -2016. - P.499-509.
- [9] Patent of the Russian Federation No. 158169. Recuperative drive / Minichev A.V., Matsko O.N.
- [10] V.L. Zhavner and O.N. Matsko. Spring drives for reciprocal motion, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No. 1, pp. 1-5. © Allerton Press Inc., 2016.

А. Н. Попов¹, М.Н. Полищук², Н. Е. Пуленец³, А.К. Васильев⁴

АЛГОРИТМ НАЛАДКИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ УДАРНЫХ СТЕНДОВ



¹Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: porka.n@mail.ru



²Михаил Нусимович Полищук
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: polishchuck@mail.ru



³Николай Евгеньевич Пуленец,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: virus80@mail.ru



⁴Алексей Константинович Васильев
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(911)797-5816, E-mail: alex_vasilev9@mail.ru

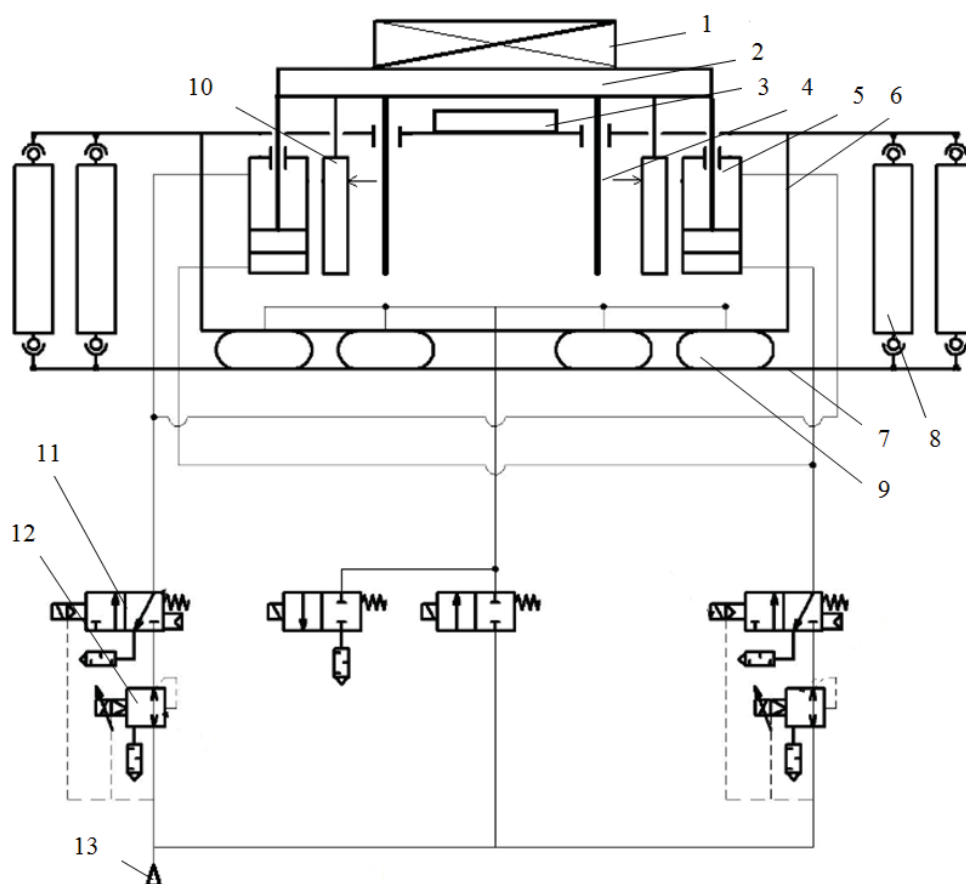
Аннотация

В работе рассмотрены вопросы настройки пневматического стенда при воспроизведении многократных ударных импульсов ускорения. Результаты показали, что зная массу объекта испытаний, можно обеспечить требуемую длительность импульсов за счет правильного подбора формирователей, а требуемую амплитуду – обеспечивая нужную высоту сброса.

Ключевые слова: ударный стенд, настройка, импульс ускорения, амплитуда, длительность, экспериментальные исследования, рекомендации.

Введение. Одним из видов испытаний на воздействие внешних факторов являются многократные удары [1, 2]. Многократные удары могут быть как способом комплексной проверки качества изделий, так и средством имитации транспортирования железнодорожным транспортом. Практически все современные стенды многократных ударов завозятся в РФ из-за рубежа. Прямое копирование зарубежной техники дает быстрые результаты, но не позволяет достичь понимания тенденций в ее синтезе, поскольку литература по исследованию таких стендов представлена недостаточно.

На кафедре "Автоматы" СПбПУ был спроектирован, изготовлен и исследован стенд СМУ300 для воспроизведения многократных ударов [3, 4]. Схема стенда приведена на рисунке 1.



1 - изделие, 2 - ударный стол, 3 - формирователь импульса, 4 - направляющая, 5 - пневмоцилиндр, 6 - сейсмическая масса, 7 - плита основания, 8 - амортизатор, 9 - пневматическая подушка, 10 - датчик высоты подъема стола, 11 - пневмоклапан, 12 - электропневматический преобразователь, 13 - источник сжатого воздуха

Рис. 1. Схема стенда СМУ300

Одной из главных задач, которые решались при создании стенда СМУ300, было задание конструктивных и технологических параметров, обеспечивающих требуемые характеристики ударных импульсов с

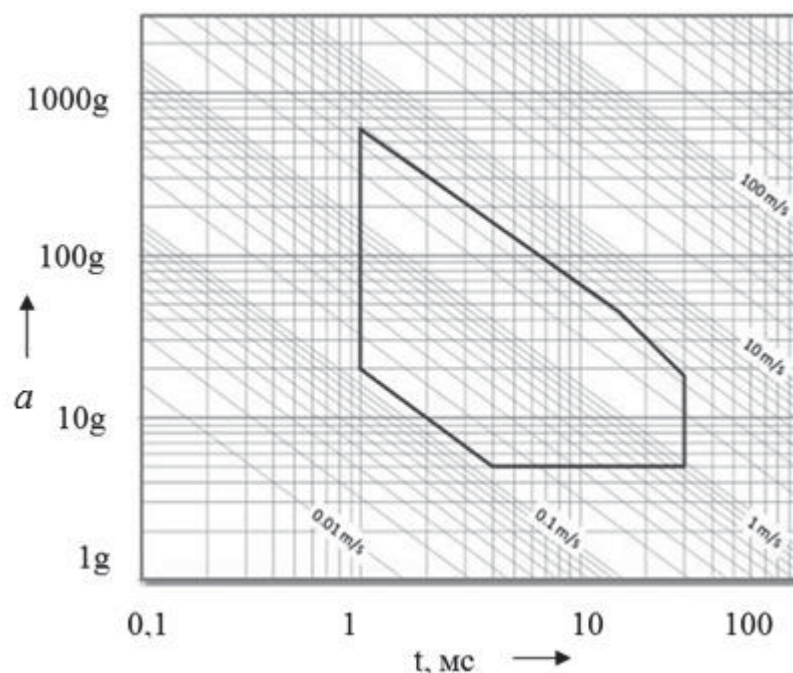


Рис. 3. Типовая рабочая зона стенда при испытаниях на воздействие многократных ударов

Ряд рекомендаций и конкретных оценок приведены в работах [8, 9], они сводятся к следующему:

- для воспроизведения ударных импульсов полусинусоидальной формы следует использовать упругие формователи;
- длительность импульса в этом случае, в значительной мере, определяется жесткостью формователя и массой падающего объекта (стола с испытуемым объектом);
- при известной (выбранной) жесткости формователя амплитуда импульса ускорений полусинусоидальной формы может быть оценена по скорости объекта в момент удара;
- скорость в момент удара, в свою очередь, зависит в основном от высоты падения (при отсутствии ускорителя);
- высота, на которую требуется поднимать объект испытаний, лимитирует и частоту повторения ударов.

Эти рекомендации были учтены в конструкции стенда СМУ300. Применительно к рассматриваемому случаю, с учетом описанных выше принципов работы стенда, они сводятся к следующим соотношениям.

1. Если формователи импульса имеют цилиндрическую форму, то их жесткость можно определить по формуле

$$c = \frac{E \cdot S}{l}, \quad (1)$$

где S – площадь поперечного сечения формователя; l – его высота; E – модуль Юнга материала, из которого формователь изготовлен.

Для импульсов полусинусоидальной формы справедливо соотношение

$$c = \frac{\pi^2 \cdot m}{\tau^2}, \quad (2)$$

где m – полная масса падающего объекта (стола и объекта испытаний); τ – длительность импульсов.

С учетом (1), (2) имеем выражение для диаметра требуемого цилиндрического формователя

$$d = \frac{2}{\tau} \sqrt{\frac{\pi \cdot m \cdot l}{E}}. \quad (3)$$

Зная массу объекта и требуемую длительность импульсов, можно выбрать нужный формователь. Однако на практике цилиндрические формователи используют редко, т. к. из-за плоской поверхности удара возникают значительные возмущения, искажающие фронт полусинусоиды. Поэтому поверхность контакта делают конической, что обеспечивает постепенный рост ударной нагрузки и гладкий фронт воспроизводимого импульса. При этом соотношения (1) и (3) перестают "работать", хотя и могут использоваться для предварительной оценки. Целесообразным является проведение экспериментальных исследований и подбор формователей нужного диаметра из заранее подготовленного набора. Ниже, при описании результатов экспериментов, проведенных на стенде СМУ300, иллюстрируется такой подход.

2. При воспроизведении импульсов ускорения полусинусоидальной формы справедлива следующая связь параметров удара и скорости объекта в момент удара:

$$A \cdot \tau = \pi \cdot v, \quad (4)$$

где A , τ – амплитуда и длительность импульсов; v – скорость объекта в момент соударения с формователем.

Для выбранного формователя можно указать скорость, которая (теоретически) обеспечит нужную амплитуду импульса

$$v = \frac{A \cdot \tau}{\pi}. \quad (5)$$

3. При условии свободного падения объект к моменту соударения получит нужную скорость, если сброс произвести с высоты

$$h = \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения.

Конечно, эта оценка не учитывает снижение ускорения из-за сопротивления истечению воздуха из поршневой полости цилиндра, трения в направляющих и штоках и других факторов.

Таким образом, упрощенная методика настройки стенда для воспроизведения полусинусоидальных ударных импульсов ускорения сводится к следующему:

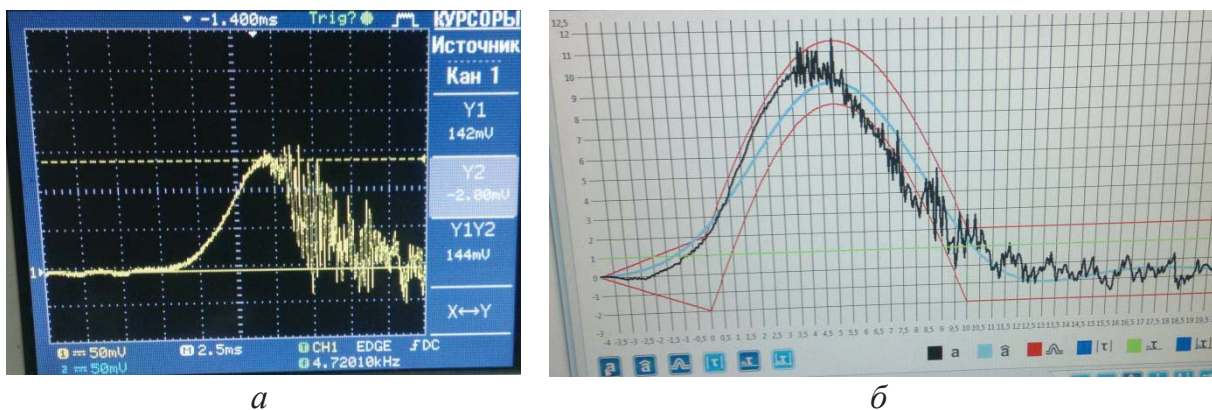
– по известной длительности воспроизводимого импульса и массе сбрасываемого объекта выбрать формиратель нужного материала с диаметром (высотой) из подготовленного набора (например, с шагом 10 мм);

– задать высоту подъема стола $h = v^2/2g$, где $v = A\tau/\pi$, A , τ – требуемые амплитуда и длительность импульсов;

– проконтролировать, что суммарное время, требуемое для подъема стола с объектом испытаний на нужную высоту, сброс стола, непосредственно удар (деформирование формирателя) и подготовка к очередному циклу, не превосходит значения $T = 1/f$, где f – заданная частота следования многократных ударов.

С целью проверки и корректировки приведенной методики на стенде СМУ300 были выполнены экспериментальные исследования [10, 11]. В процессе этих исследований определялись не только характеристики воспроизводимых ударных импульсов, но также траектории падения объекта (изменение высоты во времени), давление в пневмоцилиндрах, параметры формирателей, скорости соударения и т. д. Эксперименты проводились для формирателей из различных материалов различной геометрии, при варьировании массы объектов испытаний, изменении высоты подъема и др.

Экспериментальные исследования выполнялись с помощью штатной измерительной аппаратуры, входящей в состав стенда. Аналоговый сигнал с ударного акселерометра AP2037-10 ООО "Глобал Тест", установленного на столе, обрабатывался с помощью цифрового фильтра программным обеспечением стенда и выводился на экран оператора (рисунок 4). Кроме того, данные записывались в файл для последующего анализа.



а – сигнал на осциллографе (без ФНЧ); б – сигналы на операторской панели

Рис. 4. Ударный импульс ускорения

В первой серии испытаний исследовалась зависимость длительности ударных импульсов от диаметра формировавателя (рисунок 5). Испытания проводились для формировавателей различного диаметра (постоянной высоты 40 мм) из полиуретана при различной массе сбрасываемого объекта.

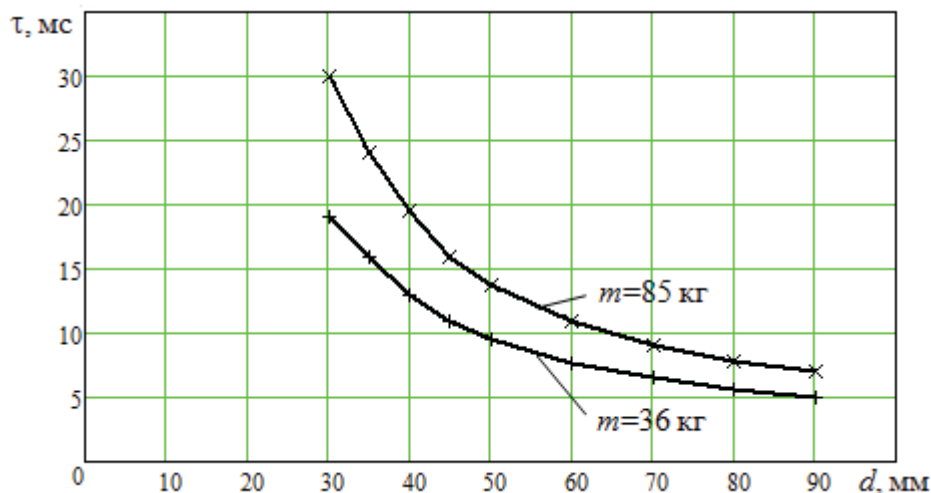


Рис. 5. Зависимость длительности импульса от диаметра формировавателя

С учетом полученных данных, учитывая полусинусоидальную форму полученных импульсов, можно использовать формулу (2) и определить жесткость формировавателя в зависимости от его диаметра (рисунок 6).

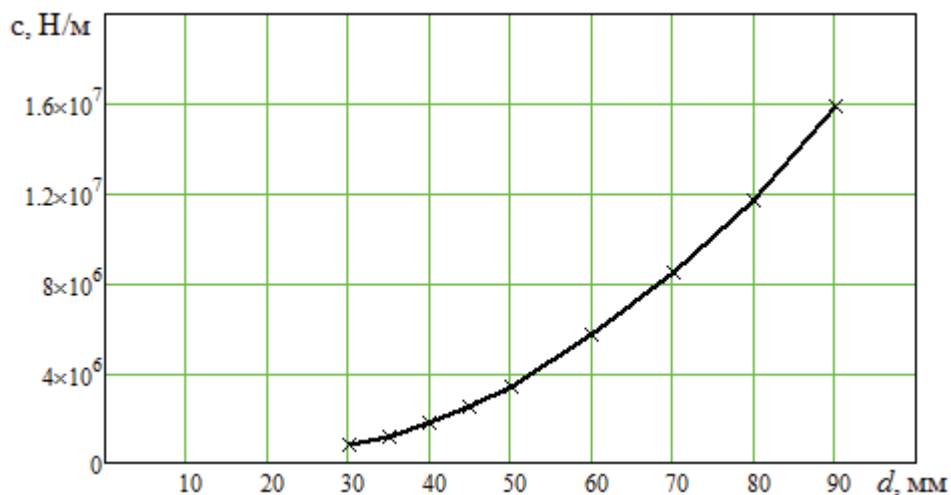


Рис. 6. Зависимость жесткости формировавателя от его диаметра

Теперь, зная требуемую длительность τ и массу m сбрасываемого объекта, можно решить обратную задачу: оценить необходимую жесткость формировавателя согласно (2), а затем, пользуясь зависимостью на рисунке 6, выбрать нужный формироваватель.

Следует отметить, что подобный подход дает приемлемые результаты. Многочисленные эксперименты показали, что относительная

погрешность отклонения длительности воспроизводимого импульса от номинального значения не превосходит 10 %. Кроме того, эксперименты подтвердили, что зависимость длительности импульса от массы объекта близка к теоретической формуле (2).

Целью второй серии экспериментов было исследование зависимости амплитуды ударного импульса от высоты сбрасывания ударного стола. Сначала определялось влияние высоты на скорость объекта в момент удара. Типичные графики приведены на рисунке 7. Они получены для формирателей диаметром 45 мм.

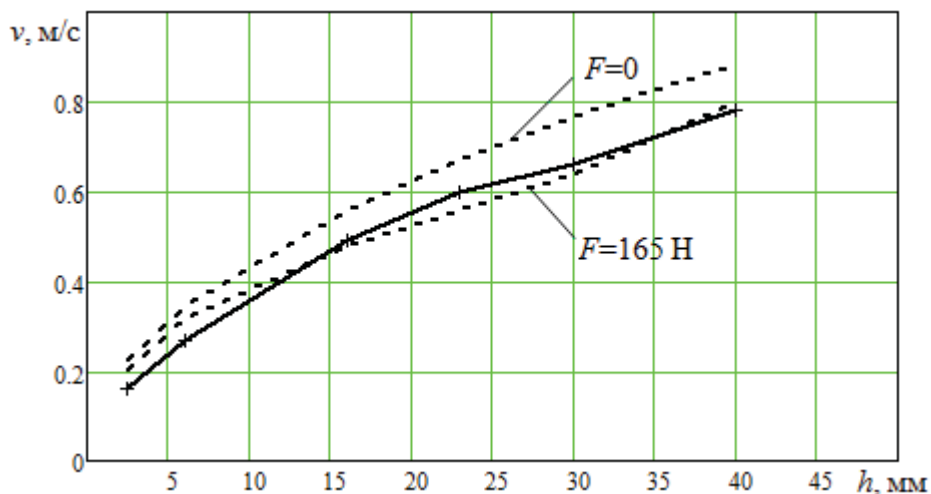


Рис. 7. Зависимость скорости в момент соударения от высоты сброса

Графики, показанные пунктирными кривыми, соответствуют теоретическим зависимостям: верхний – движению объекта с ускорением свободного падения, нижний – модели падения с постоянной силой сопротивления F . Именно эта модель хорошо согласуется с результатами эксперимента, которые иллюстрируются на рисунке 7 сплошной кривой. Реальные значения скорости, измеренные при испытаниях, существенно меньше тех, которые были бы при свободном падении. Это можно объяснить наличием сил сопротивления, которые обусловлены различными причинами и, прежде всего, трением в направляющих.

Зная оценки скорости в момент удара и длительности импульса при выбранном для испытаний формирателе, можно определить ожидаемую амплитуду ударного импульса согласно (5). Соответствующие оценки и экспериментальные данные представлены на рисунке 8.

Теоретические оценки (пунктирная кривая) превосходят реально наблюдаемые значения (сплошная кривая) на 20 %. Объяснить это можно нелинейностью упругих характеристик формирателей. Из-за нелинейности жесткость формирателя увеличивается по мере роста его деформации при ударе. В результате этого длительность реального импульса оказывается ниже теоретической, для которой справедлива формула (5).

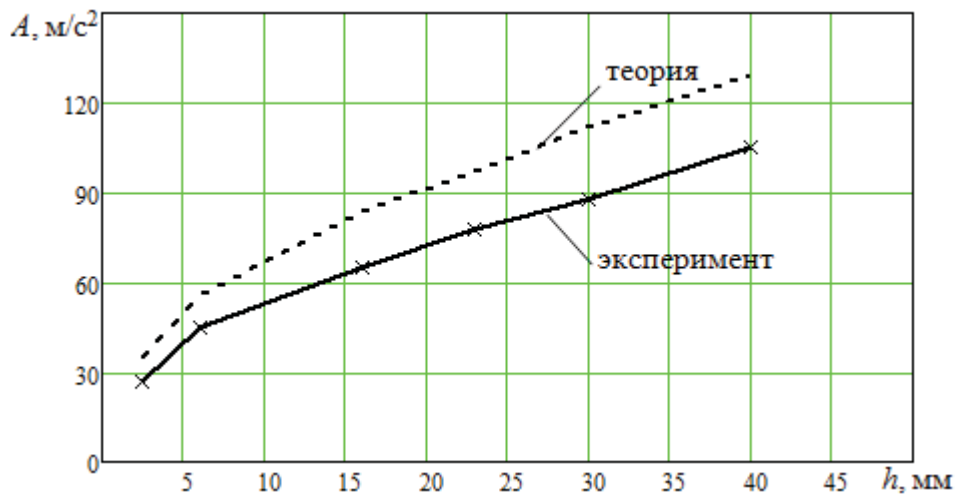


Рис. 8. Зависимость амплитуды импульса от высоты сброса

Поэтому на этапе предварительных исследований нужно не только определить жесткость формователя, но и по форме получаемых ударных импульсов выбрать нужное соотношение, связывающее амплитуду и длительность импульсов со скоростью объекта в момент удара.

Заключение

В результате анализа выполненных исследований можно сделать следующие выводы.

- Основными характеристиками, которые задаются при работе стенда многократных ударов, являются амплитуда, длительность и частота повторений импульсов ускорения, которые требуется воспроизвести при испытаниях объектов. Наибольшие проблемы связаны с обеспечением требуемого сочетания значений амплитуды и длительности.

- Длительность импульса, в основном, определяется массой испытуемого объекта (при постоянной массе стола) и характеристиками формователя. Проведя предварительные тестовые сбросы, можно оценить жесткость формователей из комплекта, чтобы сформулировать рекомендации типа: "для объекта массой m при требуемой длительности τ следует использовать формователь номер n ".

- Для воспроизведения пикового значения (амплитуды) ударного ускорения нужно поднять ударный стол на заданную высоту. Эта высота зависит от ряда факторов, главными из которых являются силы сопротивления движению объекта при сбросе и характеристика жесткости используемого формователя. Силы сопротивления определяют скорость соударения объекта с формователем и могут быть оценены в ходе предварительных тестовых сбросов. Характеристика жесткости формователя определяет связь амплитуды и длительности импульса со скоростью соударения. Имея оценку скорости для рекомендуемого формователя, характеристику жесткости формователя и зависимость

амплитуды импульса от высоты сброса, можно решить обратную задачу: оценить требуемую высоту подъема стола, которая бы обеспечила заданную амплитуду ударного импульса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 51371-99. Методы испытания на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие ударов. Москва, Госстандарт, 2000. – 28 с.
2. Попов А.Н., Полищук М.Н., Тимофеев Ал.Н. Стенды для механических испытаний. – учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – 200 с.
3. Макет пневматического ударного стенда / Попов А.Н. [и др.] // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 733–743.
4. Попов А.Н., Кузнецова В.В., Никитина Ю.В. Пневматический ударный стенд // Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. СПб. – 2015. – С. 21-24.
5. ГОСТ 28215-89. Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания. Москва, Стандартиформ, 2006. – 16 с.
6. Benchmark Electronics: [Электронный ресурс]. 1979-2017. URL: <http://www.bench.com>.
7. ELSTAR Elektronik AG: [Электронный ресурс]. 1984-2017. URL: www.elstar.com.
8. Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
9. Тимофеев А.Н., Попов А.Н., Полищук М.Н. Ударный стенд свободного падения // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 247–254.
10. Попов А.Н., Васильев А.К. Выбор формирователя для получения ударного импульса требуемой длительности // Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. Ч. 2. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 3-6.
11. Попов А.Н., Васильев А.К. Моделирование работы пневматического ударного стенда // Научный форум с международным участием

"Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 24-27.

A.N.Popov, M.N.Polishchuck, N.E.Pulenec, A. K. Vasilev

ADJUSTMENT LOGIC FOR PNEUMATIC SHOCK MACHINES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to adjustment of pneumatic shock machines for reproduction of multiple acceleration pulses. The experimental research results have shown that the object mass determines durability of pulse if the considerable programmer was used, amplitude depends on the height of the shock table fall.

Key words: shock machine, adjustment, pulse acceleration, amplitude, durability, experimental research, recommendations.

REFERENCES

- [1] GOST P 51371-99. Mechanical environment stability test methods for machines, instruments and technical products. Test for influence of shocks. Moscow, Gosstandart, 2000. – 28 p.
- [2] Popov A.N., Polishchuck M.N., Timofeev A.I.N. Mechanical testing stands. Training manual. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. 200 p. (rus.)
- [3] Pneumatic shock test layout / Popov A.N. and others. Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2016. №2. Pp. 733-743.
- [4] Popov A.N., Kuznetsova V.V., Nikitina Y.V. Pneumatic shock machine. Lib: International Scientific and Practical Conference “Science Week at SPbPU”: conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2015. Pp. 21-24.
- [5] GOST R 51371-99. Mechanical environment stability test methods for machines, instruments and other industrial products. Test for influence of shocks. Moscow, Gosstandart of Russia, 2000, 28 p.
- [6] Benchmark Electronics: [official website]. 1979-2017. URL: <http://www.bench.com>.
- [7] ELSTAR Elektronik AG: [official website]. 1984-2017. URL: www.elstar.com.

- [8] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
- [9] Timofeev Al.N., Popov A.N., Polishchuck M.N. Free fall shock machine. Modern Mechanical Engineering: Science and Education. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2013. Pp.247-254.
- [10] Popov A.N., Vasilev A.K. The choice of the programmer to obtain a desired shock pulse duration. Lib: International Scientific and Practical Conference “Science Week at SPbPU”: conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2016. Pp. 3-6.
- [11] Popov A.N., Vasilev A.K. Pneumatic shock machine simulation. Lib: International Scientific and Practical Conference “Science Week at SPbPU”: conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2015. Pp. 24-27.

А.Н. Попов¹, М.Н. Полищук², Н.Е. Пуленец³, А.К. Васильев⁴

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ СТЕНД ПЦ25



¹Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: porka.n@mail.ru



²Михаил Нусимович Полищук
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: polishchuck@mail.ru



³Николай Евгеньевич Пуленец,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: virus80@mail.ru



⁴Алексей Константинович Васильев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.:8(911)797-5816, E-mail: alex_vasilev9@mail.ru

Аннотация

В работе дано описание конструкции и принципов работы центробежного стенда для испытания изделий на воздействие постоянных линейных ускорений. Описан графический интерфейс оператора стенда.

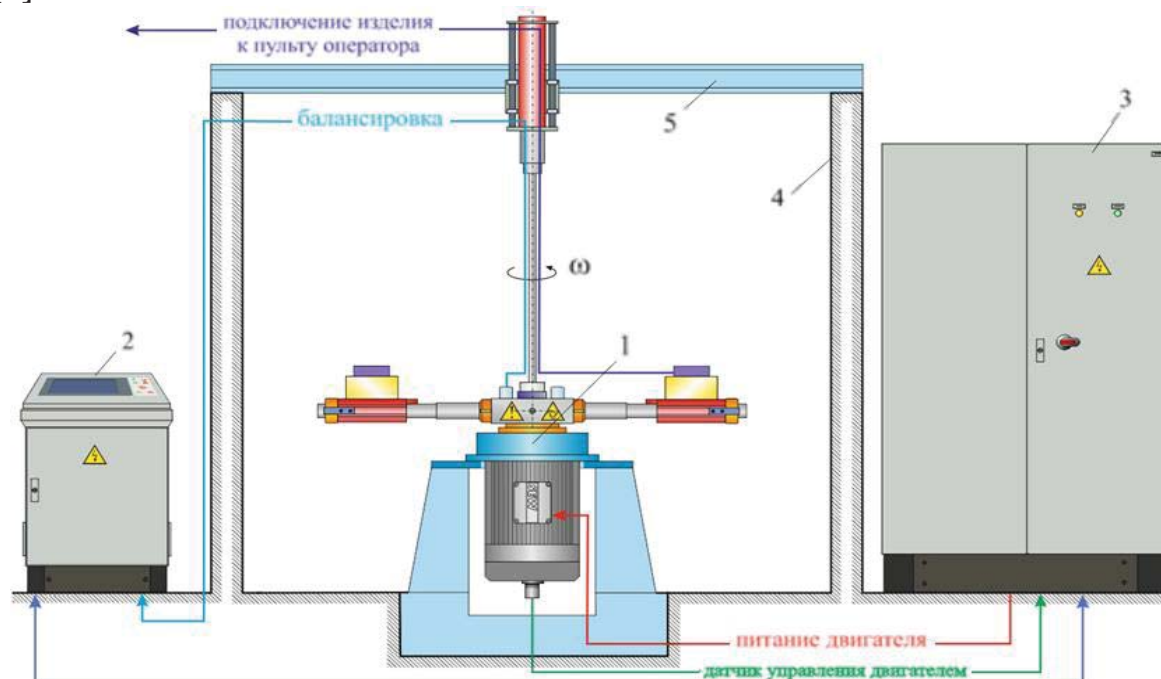
Ключевые слова: центробежный стенд, линейные ускорения, интерфейс оператора, конструкция, испытания, компоновка.

Введение. На кафедре «Автоматы» для одного из ведущих приборостроительных предприятий страны разработан и создан центробежный стенд ПЦ25. Стенд предназначен для испытаний объектов в поле действия центростремительных ускорений и для воспроизведения линейных ускорений в заданной точке ротора центрифуги [1]. Основные

технические характеристики стенда ПЦ-25[2]:

- базовый радиус (расстояние от оси вращения до торцов штанг) – 1,0 м;
- диапазон воспроизводимых ускорений – 49,05...2452,5 м/с², (5...250 g);
- количество установочных мест – 2;
- масса изделия с технологическим приспособлением – 20 кг;
- габаритные размеры сборки – 500×500×500 мм;
- электрическая связь с изделием – вращающееся контактное устройство (ВКУ); число каналов ВКУ – 80 (50 измерительных, 10 силовых, 20 управляющих); ток, передаваемый по каналу: измерительному – 1 А, силовому – 6 А, управляющему – 2 А; допустимое напряжение – 100 В; переходное сопротивление канала, измеренное на выводах ВКУ – 0,3 Ом, сопротивление изоляции канала – 50 МОм;
- погрешность воспроизведения линейных ускорений – 2 %;
- сеть электропитания стенда – трехфазная TN-S; напряжение – 380±20 В; частота – 50 Гц; мощность – 100 кВт;
- масса стенда – 3000 кг [3].

В состав центробежного стенда ПЦ25 (рис. 1) входит центрифуга 1, стойка управления 2 и силовая стойка 3, а также комплект приспособлений [4].



1 – центрифуга; 2 – стойка управления; 3 – стойка силовая;
4 – испытательный бокс; 5 – несущая балка бокса

Рис. 1. Стенд ПЦ25

Центрифуга 1, как источник повышенной опасности, располагается в отдельном помещении (боксе 4). Стойка управления 2 и силовая стойка 3 размещаются в соседнем с боксом центрифуги помещении. Вместе они формируют устройство управления центрифугой. Центрифуга связана с

силовой стойкой, стойкой управления и с пультом изделия силовыми, управляющими и измерительными кабелями. Взаимное расположение элементов стенда определяется общей планировкой помещений, отведенных для стенда, расположением силового электрического щита и розеток.

Для воспроизведения линейных ускорений в стенде ПЦ25 объект испытаний устанавливается на определенном расстоянии R от оси вращения ротора центрифуги с радиальной ориентацией измерительной оси. При угловой скорости ω вращения ротора на объект действует центростремительное линейное ускорение $a = \omega^2 \cdot R$ [5].

Ротор центрифуги (рис. 2) стенда ПЦ25 выполнен в виде балки 1, состоящей из двух параллельных штанг, закрепленных в одном корпусе. Балка крепится на верхнем хвостовике мотор-шпинделя 13 [6, 7]. На обоих концах балки закрепляется стол 8, образуя место для сборки объекта испытаний 9 с переходным приспособлением (технологической оснасткой 10). Торцы штанг балки используются как базовые поверхности при определении радиуса установки испытуемого объекта.

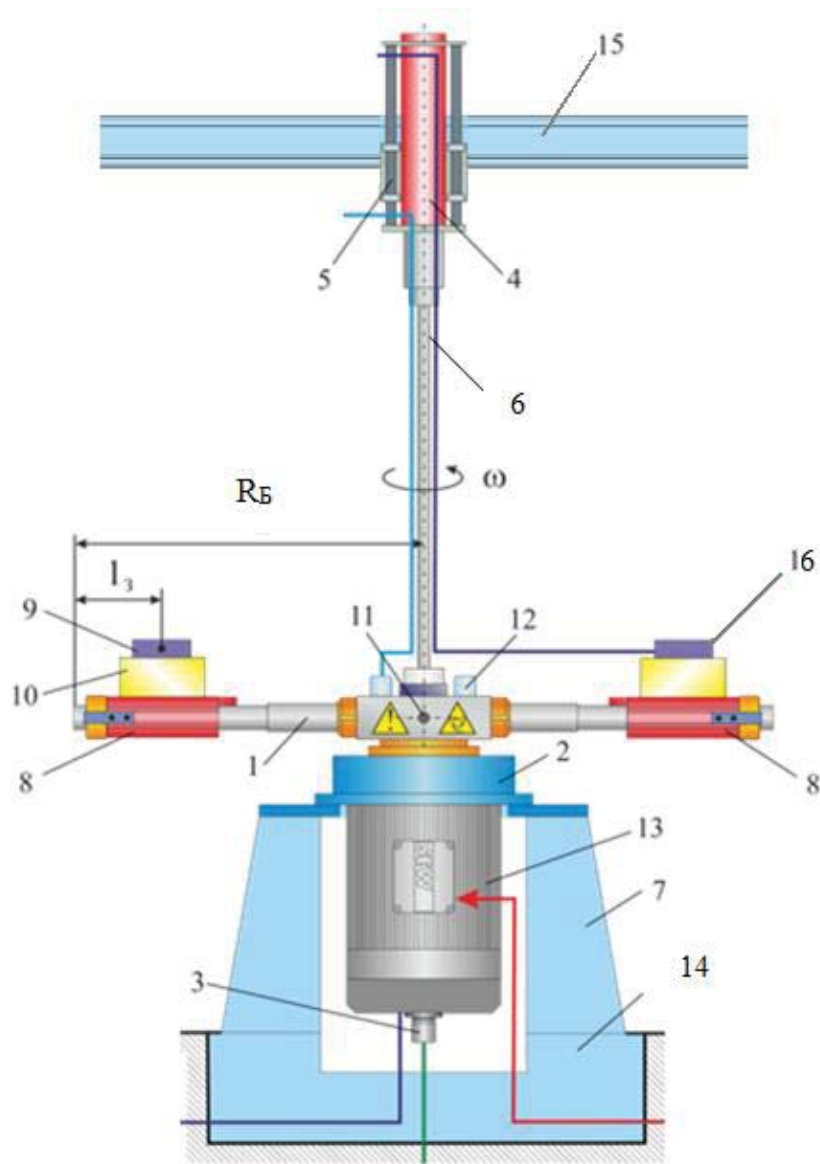
Вращение ротора осуществляется мотор-шпинделем 13, выполненным на основе модернизированного электродвигателя переменного тока [8]. Обратная связь по углу и скорости вращения ротора обеспечивается датчиком 3, закрепленным на нижнем хвостовике мотор-шпинделя [9].

Для статической и динамической балансировки балка с объектом испытаний 9 может качаться вокруг горизонтальной оси 11, пересекающей ось вращения ротора. Имеющиеся на балке датчики балансировки 12 блокируют работу центрифуги при недостаточной сбалансированности ротора.

К несущей балке бокса 15 над ротором центрифуги с помощью кронштейна 5 крепится ВКУ 4, подвижная часть которого приводится во вращение валом 6, жестко соединенным с верхним хвостовиком мотор-шпинделя 13.

Мотор-шпиндель с помощью фланца 2 крепится к железобетонному корпусу 7. Корпус жестко связан с фундаментом центрифуги 14 и не может быть демонтирован без разрушения. Оператор стенда устанавливает и надежно закрепляет объект испытаний 9, а затем балансирует балку с помощью имитатора объекта (противовеса) 16 или симметрично устанавливает второй объект. Только после этого можно запустить центрифугу.

Устройство управления блокирует запуск центрифуги или запускает алгоритм аварийной остановки по сигналам от датчиков балансировки. Запуск блокируется и в том случае, когда оператор задает режимы (ускорения), превышающие предельно допустимые для стенда.



1 - балка (ротор); 2 - фланец мотор-шпинделя; 3 - датчик угла поворота ротора мотор-шпинделя; 4 - вращающееся контактное устройство (ВКУ); 5 - кронштейн; 6 - вал привода ВКУ; 7 - корпус; 8 - стол; 9 - объект испытаний; 10 - технологическая оснастка; 11 - ось качания ротора; 12 - датчик балансировки ротора; 13 - мотор-шпиндель; 14 - фундамент; 15 - несущая балка бокса; 16 - второй объект испытаний или имитатор объекта (противовес)

Рис. 2. Центрифуга

Надежность и безопасность работы стенда ПЦ25 существенно зависят от статической и динамической сбалансированности ротора центрифуги. Дисбаланс больше допустимого приводит к появлению значительных вибраций мотор-шпинделя, корпуса и центрифуги в целом. В предельном случае, например при вращении ротора с большой скоростью и срыве с него объекта большой массы, может произойти тяжелая авария с разрушением центрифуги и повреждением стен испытательного бокса. Поэтому качество балансировки ротора центрифуги должно быть

максимально высоким.

Для предотвращения работы станда при недостаточной сбалансированности ротора в центрифуге имеются датчики балансировки, построенные на основе тензометрических датчиков силы. Балансировка балки заключается в уравнивании объекта испытаний, установленном на одной стороне балки, другим аналогичным объектом или противовесом на противоположной стороне. Рекомендуется в качестве противовеса использовать массогабаритный аналог объекта испытаний.

Процедура статической балансировки осуществляется либо подбором веса для противовеса объекта испытаний на неизменном радиусе установки, либо изменением радиуса установки стола с объектом испытаний или противовеса. Статическая балансировка не гарантирует, что центры масс объекта испытаний и противовеса будут лежать в одной плоскости перпендикулярной оси вращения ротора. Поэтому выполняется динамическая балансировка, которая заключается в подборе противовеса, у которого центр масс расположен примерно на той же высоте относительно плоскости стола, что и у объекта испытаний.

Устройство управления скоростью вращения ротора центрифуги включает частотный преобразователь с встроенным высокоскоростным контроллером и датчик угла поворота ротора мотор-шпинделя 3. Оператор получает полную информацию о текущем состоянии станда и может производить диагностику его отдельных элементов.

Силовая стойка предназначена для первичного распределения электроэнергии от входной линии силового питания станда ПЦ25, коммутации линий электропитания преобразователя и вспомогательных устройств, а также для защиты оборудования и электрических цепей при перегрузках в сети и коротких замыканиях.

Основные технические характеристики силовой стойки:

- напряжение питающей сети – ~380 В; частота сети – 50 Гц; номинальный входной ток – 151 А;
- габаритные размеры – 1200×2000×510 мм.

В состав стойки входит частотный электропривод и вспомогательное электрораспределительное, коммутационное и сигнальное оборудование. Частотный электропривод SIEMENS (ФРГ) включает силовой модуль PM240 со встроенным сетевым фильтром, модуль управления CU250S-2PN (Profinet, RJ45) с интеллектуальной панелью оператора IOP, тормозной резистор MICROMASTER 4 и сетевой дроссель 6SE6400-3CC11-2FDO.

Основной элемент силовой стойки — частотный преобразователь. При возникновении ошибки в работе преобразователя на дверце силовой стойки загорается сигнальная лампа "ОШИБКА". Большинство ошибок, за исключением аппаратных, сбрасывается при перезапуске питания.

Стойка управления конструктивно выполнена в виде напольного

пульта с вынесенными на лицевую панель элементами управления. Размыкатель питания расположен на правой боковой стенке стойки. На левой боковой стенке расположен разъем для подключения стойки к сети Ethernet.

Основные технические данные стойки управления:

- напряжение питающей сети – 220 В; частота сети – 50 Гц; номинальный входной ток – 3 А;
- вид исполнения – напольный;
- габаритные размеры – 600×1060×520 мм.

В состав стойки управления входят: панель оператора SIMATIC HMI KTP1200 Basic, контроллер PLC S7-1200 CPU 1214C, блок питания SIMATIC S7-1200 PM 1207, вспомогательные устройства для подключения к сети Ethernet.

На лицевой панели стойки управления размещена панель оператора SIMATIC HMI KTP1200 Basic. Сенсорный экран панели представляет собой широкоэкранный дисплей TFT с фоновой светодиодной подсветкой, имеет графическое разрешение 1280 точек по горизонтали и 800 точек по вертикали и поддерживает 65536 цветов.

Для ввода цифровых или буквенных значений используется "всплывающая" экранная клавиатура (буквенная или цифровая в зависимости от формата вводимых данных).

Панель оператора имеет на задней панели разъем для подключения устройств, поддерживающих USB-интерфейс; в этот разъем устанавливается запоминающее устройство на основе USB-флеш-накопителя ScanDisk SDCZ33 объемом 8 Гбайт для хранения журнала событий, а также для сохранения параметров испытаний для их последующей быстрой загрузки [10].

Значительное внимание при разработке стенда ПЦ25 было уделено пользовательскому графическому интерфейсу, реализованному в виде следующих окон.

- Информационное окно (F1) напоминает, что центробежный стенд ПЦ25 является источником повышенной опасности, и предупреждает о необходимости соблюдать правила техники безопасности.
- Управление центрифугой в режиме задания скорости (F2) задает требуемые параметры (угловую скорость, время) проведения испытания.
- Управление центрифугой в режиме задания ускорения (F3) задает требуемые параметры (линейное ускорение, радиус установки и время) проведения испытания.
- График скорости/ ускорения (F4) отображает график угловой скорости/ линейного ускорения.
- Пользовательские настройки (F5) позволяют выбрать требуемые единицы измерения (угловой скорости, линейного ускорения, радиуса

установки объекта) для отображения/задания на других экранах, настройку параметров сенсорного дисплея.

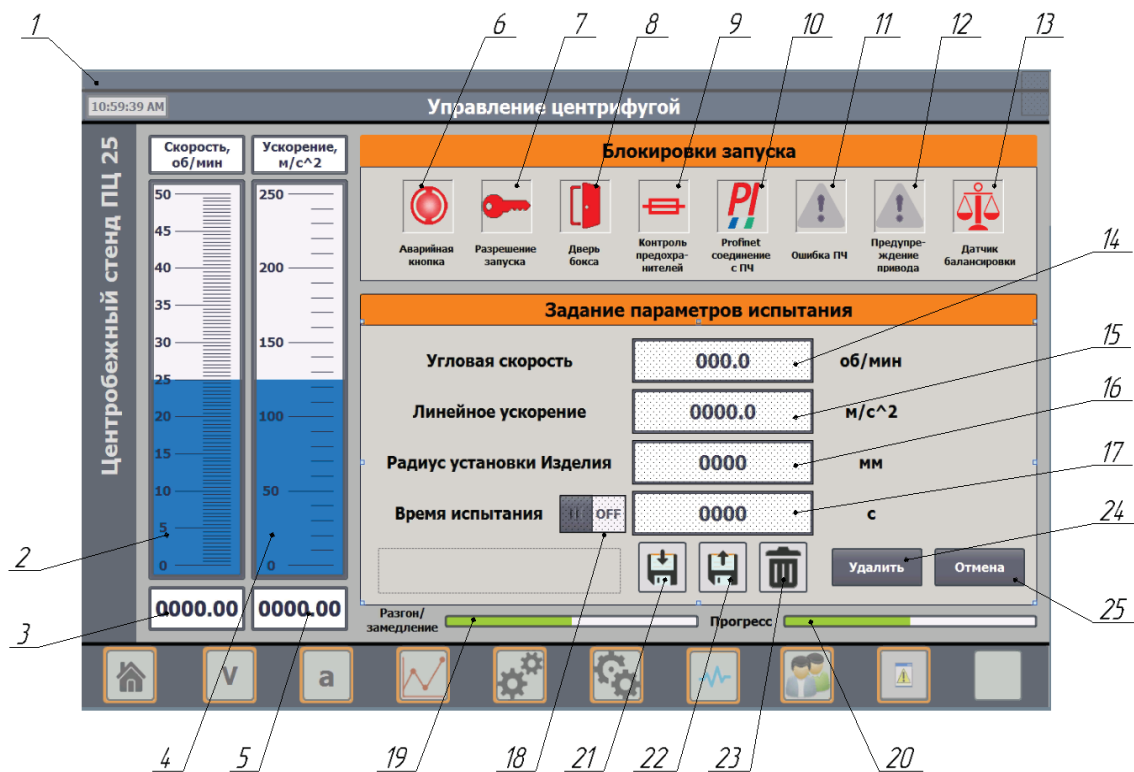
- Системные настройки (F6) задают направление вращения ротора, характер останова ротора (управляемый или выбегом), порог скорости для срабатывания датчиков балансировки, доступ к диагностическому буферу контроллера, очистку журнала событий, задание "окна скорости" для выхода на заданную частоту вращения, темпы разгона/торможения, допустимую температуру частотного преобразователя.
- Диагностика ПЛК/частотного преобразователя (F7) показывает состояние входов/выходов ПЛК, возможность доступа к его диагностическому буферу (информации о работе и ошибках); отображает статус шины данных, статус, ошибки или предупреждения частотного преобразователя, температуру мотор-шпинделя и преобразователя частоты, состояние входов/ выходов модуля управления.
- Смена и контроль пользователей (F8) отображает всех авторизованных пользователей, позволяет добавить, удалить или изменить уровни доступа пользователей.
- Журнал событий (F9) отображает все события (ошибки или предупреждения), происходящие во время работы станда, дает детальное описание выбранного события.

На рисунке 3, в качестве примера, представлено изображение окна управления центрифугой в режиме задания скорости. Оно предназначено для запуска и работы с центрифугой.

Экран условно можно разделить на несколько областей:

- строка 1 состояния отображает последнюю ошибку работы устройства управления;
- текущее состояние – группа графических и цифровых индикаторов 2, 3 текущей угловой скорости и 4, 5 линейного ускорения;
- разрешения и блокировки – группа индикаторов 6...13 состояния устройств, механизмов и систем, а также органов управления центрифуги;
- область задания параметров – группа полей 14...18 для задания требуемых режимов работы центрифуги;
- область работы с параметрами испытания – группа кнопок 21...25 для загрузки/сохранения/удаления файлов с параметрами испытаний;
- область выполнения задания – индикатор 19 разгона/торможения центрифуги и индикатор 20 отработки задания.

Последняя ошибка в работе станда (строка состояния 1) может быть связана собственно с системой управления, частотным преобразователем, состоянием датчиков или устройств. Если при включении стойки управления ошибки отсутствуют, строка состояния скрыта; она появляется только при детектировании ошибки или предупреждения. Все ошибки и предупреждения заносятся в журнал событий и доступны для просмотра.



1 - строка состояния; 2, 3 - графический и цифровой индикаторы угловой скорости; 4, 5 - графический и цифровой индикаторы линейного ускорения; 6 - индикатор состояния кнопки "АВАРИЙНАЯ ОСТАНОВКА"; 7 - индикатор состояния переключателя "ЗАПУСК"; 8 - индикатор состояния двери бокса центрифуги; 9 - индикатор состояния предохранителей силового размыкателя; 10 - индикатор состояния шины данных; 11 - индикатор ошибки частотного преобразователя; 12 - индикатор предупреждений частотного преобразователя; 13 - индикатор состояния датчика балансировки; 14 - поле задания угловой скорости; 15 - поле задания линейного ускорения; 16 - поле задания радиуса установки объекта испытаний; 17 - поле задания времени испытания; 18 - тумблер активации режима ограничения времени испытания; 19 - индикатор разгона/замедления ротора центрифуги; 20 - индикатор выполнения испытания; 21, 22, 23 - кнопки "Сохранить", "Загрузить", "Удалить" файл с параметрами испытания; 24, 25 - кнопки подтверждения/отмены действия над файлом с параметрами испытаний

Рис. 3. Экран "Управление центрифугой в режиме задания скорости"

Область текущего состояния включает в себя группу индикаторов состояния центрифуги:

- графический, вертикально ориентированный индикатор 2 значения угловой скорости;
- цифровой индикатор 3 значения угловой скорости;
- графический, вертикально ориентированный индикатор 4 значения линейного ускорения;
- цифровой индикатор 5 значения линейного ускорения.

Атрибуты отображаемых значений индикаторов 2...5 меняются автоматически, в зависимости от пользовательских настроек.

В области разрешения и блокировок отображаются состояния важных устройств, механизмов и систем, а также органов управления центрифуги. Каждый элемент имеет два состояния: разрешающее работу центрифуги и запрещающее.

Область задания параметров – основная для оператора, здесь непосредственно указываются параметры испытания:

- угловая скорость (поле 14) вращения ротора центрифуги;
- время испытания (поле 17) – время в течение которого будет поддерживаться заданная угловая скорость вращения ротора центрифуги. Отсчет времени испытаний начинается включением тумблера активации режима ограничения времени испытания (18). По окончании "времени испытаний" центрифуга автоматически (без команды оператора) остановится.

Размерность задаваемого значения угловой скорости можно изменять в зависимости от необходимости или удобства на экране "Пользовательские настройки".

Поля для ввода требуемого линейного ускорения (15) и радиуса установки объекта испытаний (16) на этом экране не активны и доступ к ним блокируется.

В области работы с параметрами испытания располагаются кнопки "Сохранить параметры испытания" (21), "Загрузить параметры испытания" (22) и "Удалить параметры испытания" (23). При нажатии на эти кнопки появляются диалоговые окна, в которых можно сохранить текущие параметры испытания (угловую скорость, линейное ускорение, радиус установки объекта испытаний, время испытания) в новый файл на USB-флеш-накопитель, загрузить ранее сохраненный на USB-флеш-накопитель набор параметров испытания из существующего файла или удалить имеющийся файл с набором параметров испытания.

Кнопки 24, 25 подтверждения/отмены действия над файлом с параметрами испытания скрыты и появляются только при подтверждении соответствующего действия; например, после нажатия на кнопку 23 "Удалить параметры испытания" появляются кнопки "Удалить" (24) и "Отмена" (25).

В области выполнения задания находятся два индикатора: процесса разгона/торможения центрифуги (19) и процесса испытания (отработки задания 20). Индикатор 19 процесса разгона/торможения центрифуги представляет собой графическое, горизонтально ориентированное поле, заполнение которого характеризует степень выполнения процесса разгона центрифуги (выхода на заданную угловую скорость/линейное ускорение) или торможения центрифуги (полной остановки). Аналогично индикатор 20 характеризует степень выполнения процесса отработки задания.

Перейти на экран "Управление центрифугой в режиме задания

скорости" можно с помощью функциональной клавиши F2 или касанием пиктограммы на сенсорном дисплее панели оператора.

Заключение: В результате выполненной работы можно сделать следующие выводы.

1. Центробежный стенд ПЦ25 с достаточной точностью воспроизводит линейные ускорения в диапазоне 49,05...2452,5 м/с², (5...250 g). Относительная погрешность воспроизведения линейных ускорений не превосходит 2 %, что было подтверждено результатами аттестационных испытаний [11, 12].

2. Конструкция стенда и программное обеспечение создают удобные и безопасные условия проведения испытаний, в частности, исключают нарушение статической и динамической балансировки центрифуги, контролируют ошибки оператора при задании режимов работы, осуществляют текущий мониторинг состояния всех основных устройств.

3. Технические характеристики, структуру, пользовательский интерфейс и элементную базу стенда ПЦ25 можно рассматривать как типовые для испытательных центробежных стендов на современном уровне развития техники и использовать в качестве исходных данных при разработке испытательного оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 28215-89. Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 2. Испытания. Москва, Стандартинформ, 2006. – 16 с.
2. Центрифуга. Попов А.Н., Тимофеев А.Н., Чернова Е.А. Патент на полезную модель. RUS 127477 11.12.2012.
3. Полищук М.Н., Попов А.Н., Тимофеев Ал.Н. Оценка диапазонов воспроизведения параметров движения на центробежном стенде. Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб.: Изд. Политехн. ун-та. – 2014. № 4. – С. 544-555.
4. Чернова Е.А., Челпанов И.Б., Попов А.Н. Экспериментальное исследование аэродинамических потерь в испытательных центрифугах. Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбГПУ". СПб. Изд. Политехн. ун-та. – 2014. – С. 10-13.
5. Попов А.Н., Полищук М.Н., Тимофеев Ал.Н. Стенды для механических испытаний. – учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – 200 с.
6. Стенд для моделирования аэродинамических потерь в испытательных центрифугах / Попов А.Н. [и др.]. Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб.: Изд. Политехн. ун-та, 2013. – С. 210-216.

7. Попов А.Н., Тимофеев Ал.Н., Чернова Е.А. Исследование высоконагруженных роторов испытательных центрифуг. Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб.: Изд. Политехн. ун-та. – 2012. № 2. – С. 603-613.
8. Специальный привод центробежного стенда / Попов А.Н. [и др.] / Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 556–565.
9. Попов А.Н., Полищук М.Н., Тимофеев Ал.Н. Датчики технологических машин. – учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2016. – 200 с.
10. Павлюченко С.В., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Программное обеспечение для лабораторного испытательного стенда. Современное машиностроение. Наука и образование. – СПб.: Изд. Политехн. ун-та, 2013. – С. 217-226.
11. Павлюченко С.В., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Исследование точности центробежного стенда в динамических режимах работы // Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. № 4. С. 532-543.
12. Дьяченко В.А., Попов А.Н., Тимофеев А.Н. Градуировочные и испытательные стенды кафедры "Автоматы". Научно-технические ведомости СПбГПУ. СПб.: Изд. Политехн. ун-та, 2007. №52-1. С.73-78.

A.N.Popov, M.N.Polishchuck, N.E.Pulenec, A. K. Vasilev

CENTRIFUGAL STAND PC25

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to description of the construction and structure of a centrifugal test stand for testing imitation of constant linear acceleration. Also the operator interface has been described.

Key words: centrifugal stand, linear acceleration, operator interface, construction, test, composition.

REFERENCES

- [1] GOST R 51371-99. Mechanical environment stability test methods for machines, instruments and other industrial products. Test for influence of shocks. Moscow, Gosstandart of Russia, 2000, 28 p.
- [2] Centrifuge. Popov A.N., Timofeev A.N., Chernova E.A. A utility model

- patent. RUS 127477 11.12.2012.
- [3] Polishchuck M.N., Popov A.N., Timofeev A.I.N. Evaluation of range motion parameters of the centrifugal testing machine. Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2014. №4. Pp. 544-555.
 - [4] Chernova E.A., Chelpanov I.B., Popov A.N. Experimental study of aerodynamic losses in the centrifuges. Lib: International Scientific and Practical Conference "Science Week at SPbPU": conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2014. Pp. 10-13.
 - [5] Popov A.N., Polishchuck M.N., Timofeev A.I.N. Mechanical testing stands. Training manual. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. 200 p. (rus.)
 - [6] Aerodynamic losses in test centrifuges simulating machine / Popov A.N. and others. Modern engineering. Science and education. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2013. Pp. 217-226. (rus).
 - [7] Popov A.N., Timofeev A.I.N., Chernova E.A. Trial centrifuge high load rotors research. Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2012. №2. Pp. 603-613.
 - [8] Special drive centrifugal testing machine / Popov A.N. and others. Modern mechanical engineering. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2016. №2. Pp. 556-565.
 - [9] Popov A.N., Polishchuck M.N., Timofeev A.I.N. Sensors of technological machines. Training manual. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016. 200 p. (rus.)
 - [10] Pavluchenko S.V., Polishchuck M.N., Pulenets N.E. Software for the laboratory test machine. Modern engineering. Science and education. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2013. – Pp. 227-236.
 - [11] S.V. Pavluychenko, M.N. Polishchuck, N.E. Pulenets. The centrifugal testing machine dynamical operation modes accuracy research. Science and education. Materials of international scientific-practical conference. Saint-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University. 2016. №2. Pp. 532-543.
 - [12] Diachenko V.A., Popov A.N., Timofeev A.N. Calibration and test equipment designed at the Department of "Automatic machines". Scientific and Technical Statements SPBSTU. Petersburg. Univ. Polytechnic. University Press 2007. № 52-1. Pp. 73-78. (rus).

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БИБЛИОТЕКИ МЕТАЭВРИСТИЧЕСКИХ АЛГОРИТМОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ДИСКРЕТНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ



¹Владислав Александрович Чеканин, к.т.н., доцент
федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Московский
государственный технологический университет
«СТАНКИН»

Россия, Москва

Тел.: (499)973-2038, E-mail: vladchekanin@rambler.ru



²Александр Васильевич Чеканин, д.т.н., профессор
федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Московский
государственный технологический университет
«СТАНКИН»

Россия, Москва

Тел.: (499)973-2038, E-mail: avchekanin@rambler.ru

Аннотация

В работе определены основные требования, которые должны быть учтены при реализации библиотеки метаэвристических алгоритмов дискретной оптимизации. Представлено описание архитектуры библиотеки метаэвристических алгоритмов, применимой при решении оптимизационных задач в различных предметных областях.

Ключевые слова: метаэвристические алгоритмы, эволюционные алгоритмы, бионические алгоритмы, библиотека алгоритмов, дискретная оптимизация.

Введение

При моделировании процессов в транспортных, логистических и технологических системах возникает проблема оптимизации используемых ресурсов (свободного пространства складов, транспортных средств, мощностей и т.д.) [1-4]. Многие задачи оптимизации

распределения ресурсов сводятся к решению таких классических задач дискретной оптимизации, как задачи упаковки, раскроя, составления расписаний, компоновки объектов и пр. [5-9].

Задача оптимизации распределения ресурсов является классической NP-полной задачей дискретной оптимизации [10, 11]. Для NP-полных задач применение методов, основанных на полном переборе вариантов решений, нецелесообразно из-за больших временных затрат. Эффективным подходом к решению таких оптимизационных задач является применение эвристических и метаэвристических алгоритмов искусственного интеллекта [12-16].

Среди метаэвристических алгоритмов дискретной оптимизации можно выделить широкий класс эволюционных алгоритмов, которые основаны на использовании принципа итеративной обработки большого числа промежуточных решений для получения за приемлемое время приближённого решения, близкого к оптимальному. В последнее время активно развиваются метаэвристические эволюционные алгоритмы, основанные на моделях оптимизации, заимствованные из живой природы. Такие алгоритмы получили название бионических алгоритмов. Среди большого числа бионических алгоритмов можно выделить алгоритм муравьиной колонии, алгоритм роя пчёл, бактериальные алгоритмы, алгоритмы, моделирующие работу иммунной системы и многие другие [17-20]. Эффективность применения таких алгоритмов подтверждается множеством примеров их работы в естественной среде.

В настоящей работе разработан подход к созданию единой системы в виде унифицированной библиотеки классов, предназначенной для моделирования работы различных метаэвристических алгоритмов.

Требования к библиотеке метаэвристических алгоритмов

Разрабатываемая библиотека метаэвристических алгоритмов оптимизации должна служить основой для создания новых алгоритмов решения задач дискретной оптимизации, а также для проведения анализа эффективности применения этих алгоритмов. В результате проектирования гибридных и модифицированных метаэвристических алгоритмов могут быть созданы новые алгоритмы, не имеющие аналогов в природе. Такие алгоритмы будут получены в результате объединения и адаптивной настройки параметров алгоритмов, основанных на разных бионических моделях.

Проектирование унифицированной библиотеки метаэвристических алгоритмов оптимизации требует выделения общих параметров, характерных для различных алгоритмов. Принципиальная схема решения оптимизационных задач с использованием метаэвристических алгоритмов показана на рис. 1. Для применения метаэвристического алгоритма оптимизации необходимо выбрать следующие настраиваемые параметры:

- 1) управляемые параметры задачи, наиболее существенно влияющие на качество оптимизируемого решения (например, в задаче упаковки объектов одним из таких параметров является последовательность выбора размещаемых объектов);

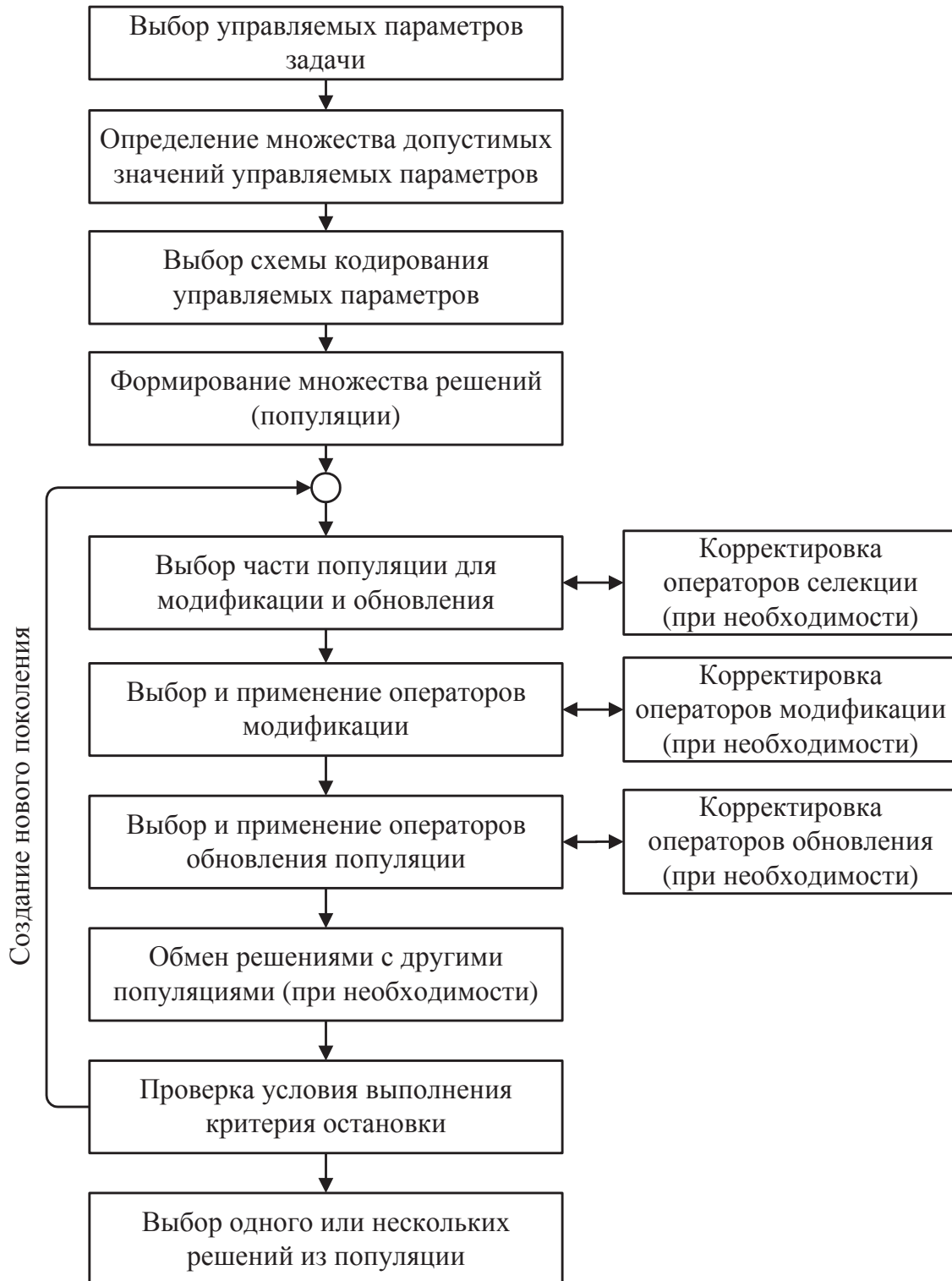


Рис. 1. Процесс поиска решения оптимизационной задачи на основе метаэвристического алгоритма

2) схему кодирования управляемых параметров оптимизации, при этом возможно использование следующих кодов:

- натуральные числа (этот код наиболее эффективен при решении задач комбинаторной оптимизации);
- двоичный код (код наиболее эффективен при решении задач непрерывной оптимизации);
- другие коды (например, код Грея [12]);

3) схему модели оптимизации, которая включает следующие параметры:

- множество одновременно моделируемых решений (популяцию);
- набор одновременно моделируемых популяций решений;
- правила создания начальных популяций;
- вид целевой функции как фактора оценки качества решений;
- правила выбора подпопуляций для модификации решений, заданные в виде операторов селекции;
- операторы модификации (дифференциации) и обновления, обеспечивающие создание новых решений и их включение в популяцию;
- правила изменения наборов применяемых операторов модификации и обновления;
- критерий останова процесса оптимизации (среди наиболее часто используемых критериев останова можно выделить следующие: получение оптимального решения, получение приближённого решения удовлетворительного качества, а также истечение времени, отведенного на решение задачи).

Ниже перечислены основные требования, которые определены в качестве обязательных при практической реализации библиотеки метаэвристических алгоритмов решения задач оптимизации.

1. Требования к закодированным решениям:

- возможность задания решений произвольной длины;
- возможность изменения длин решений (в частности, это требование необходимо для реализации мультиметодного генетического алгоритма, который оптимизирует последовательность применяемых эвристик – элементарных методов решения задачи [19, 20]);
- возможность задания максимального времени существования для каждого решения.

2. Требования к популяции решений:

- возможность одновременного использования решений, закодированных различными способами;
- возможность задания правил создания начальной популяции;
- возможность изменения размера популяции;

- возможность задания максимального числа поколений существования популяции;
 - возможность назначения правил выбора последовательности решений для модификации;
 - возможность создания произвольных подпопуляций;
 - возможность создания индивидуальных наборов операторов модификации и обновления для каждого поколения;
 - возможность оценки средней приспособленности популяции и анализа динамики её изменения.
3. Требования к наборам популяций решений:
- возможность обмена решениями между популяциями;
 - возможность включения новой популяции в набор;
 - возможность удаления популяции из набора;
 - возможность анализа динамики изменения средней приспособленности набора популяций.
4. Требования к операторам селекции решений:
- возможность выбора случайного набора решений для модификации;
 - возможность задания различных стандартных методов отбора решений (метод рулетки, турнирный метод, ранговый метод, панмиксия, инбридинг, аутбридинг и пр.);
 - возможность добавления новых методов селекции;
 - возможность одновременного использования нескольких операторов селекции.
5. Требования к операторам модификации и обновления решений:
- возможность одноточечного, двухточечного и многоточечного скрещивания произвольных решений;
 - возможность равномерного скрещивания по эталону;
 - возможность мутации произвольных участков решения;
 - возможность мутации по правилу, заданному в виде функции;
 - возможность изменения вероятности выполнения оператора в произвольный момент времени;
 - возможность добавления новых операторов модификации и обновления.
6. Требования к алгоритмам оптимизации (определение стратегий поиска решений):
- поддержка стандартных моделей эволюции (модели Дарвина, Ламарка, де Фриза, Поппера, Кимуры);
 - возможность модификации стандартных моделей эволюции в процессе решения задачи;
 - возможность адаптивной настройки стратегий поиска оптимального решения.

Проектирование библиотеки метаэвристических алгоритмов

При проектировании библиотеки метаэвристических алгоритмов должна быть учтена возможность задания правила обмена решениями между популяциями. Эти правила могут быть представлены в виде схем, задающих направление обмена решениями и процентный состав популяций, участвующих в обмене. На рис. 2 в качестве примера приведена схема копирования 10% лучших решений из популяции А в популяции В, С и D. На рис. 3 приведена схема копирования двух лучших решений из каждой популяции в соседние популяции.

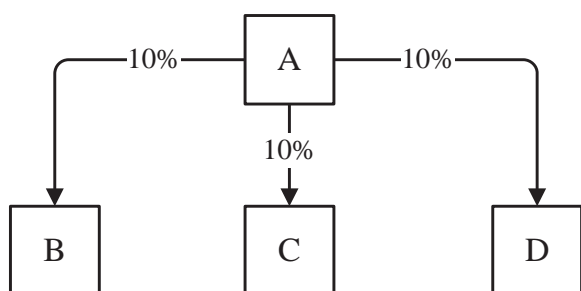


Рис. 2. Схема равномерного распространения лучших решений

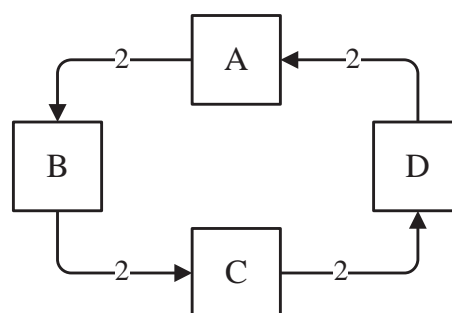


Рис. 3. Схема равномерного обмена лучшими решениями

При проектировании библиотеки метаэвристических алгоритмов оптимизации необходимо определить следующие требования к правилам обмена решениями между популяциями:

- возможность обмена лучшими решениями;
- возможность замещения худших решений в популяции-приемнике;
- возможность равномерного перемешивания всех решений;
- возможность копирования всех решений в популяцию-приемник;
- возможность изменения правил обмена решениями.

Проектируемая библиотека алгоритмов должна предоставлять возможность создания комбинированных алгоритмов из нескольких базовых алгоритмов оптимизации, формируя при этом ансамбли алгоритмов. При создании ансамбля алгоритмов необходимо выбрать набор совместно работающих алгоритмов, а также определить правила обмена решениями (правила миграции) между алгоритмами.

Простейшим примером ансамбля алгоритмов, построенного на базе одного алгоритма оптимизации, служит параллельный генетический алгоритм. В основе параллельных генетических алгоритмов лежит разбиение популяции решений на несколько отдельных подпопуляций, каждая из которых обрабатывается отдельным генетическим алгоритмом независимо от других подпопуляций [12]. При этом обмен решениями между подпопуляциями возможен только в момент перехода к

следующему поколению. Ансамбли алгоритмов обеспечивают возможность выхода из локальных оптимумов за счет совместного использования алгоритмов, имеющих различные параметры селекции, модификации и обновления наборов популяций.

Реализацию библиотеки метаэвристических алгоритмов в программном виде планируется проводить с использованием объектно-ориентированного алгоритмического языка программирования C++ и стандартной библиотеки шаблонов STL (Standard Template Library).

Заключение

В результате проведённого теоретического исследования были определены и классифицированы наиболее существенные требования к созданию унифицированной библиотеке метаэвристических алгоритмов, основанных на использовании эволюционных моделей оптимизации. Дальнейшее развитие исследований связано с программной реализацией библиотеки алгоритмов с целью её последующего использования не только для решения практических задач дискретной оптимизации, но и для создания новых модифицированных и комбинированных алгоритмов оптимизации и проведения исследования эффективности их применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Капитанов А.В., Мишатин В.И., Семячкова Е.Г. Автоматизированные управленческие системы в промышленности // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – Т. 2. – № 1. – С. 82-84.
2. Илюхин Ю.В. Роль метода компьютерного моделирования в познании технических объектов // Вестник МГТУ «Станкин». – 2013. – № 4. – С. 141-145.
3. Костров И.А., Ковшов Е.Е. Сервисно-ориентированная архитектура приложений как средство организации распределенных систем в среде слабоструктурированных данных // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – № 3. – С. 140-144.
4. Мышенков К.С., Беляшов А.Н. Методологии, методы и модели для анализа и проектирования систем управления // Вестник МГТУ Станкин. – 2013. – № 3. – С. 76-82.
5. Wascher G., Haubner H., Schumann H. An improved typology of cutting and packing problems // European Journal of Operational Research. – 2007. – Vol. 183, N. 3. – P. 1109-1130.
6. Ермолов И.Л., Собольников С.А. Решение задачи распределения группы мобильных роботов для обеспечения работы подвижной коммуникационной сети // Вестник МГТУ «Станкин». – 2012. – № 4. – С. 126-129.

7. Чеканин В.А., Чеканин А.В. Модели конструирования ортогональной упаковки объектов // Информационные технологии и вычислительные системы. – 2014. – № 2. – С. 37-45.
8. Чеканин В.А., Чеканин А.В. Структура данных для задачи трехмерной ортогональной упаковки объектов // Вестник МГТУ «Станкин». – 2015. – № 1. – С. 112-116.
9. Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. – 2015. – Vol. 22. – P. 33-38.
10. Garey M., Johnson D. Computers intractability: a guide to the theory of NP-completeness. – San Francisco: W.H. Freeman, 1979. – 338 p.
11. Johnson D.S. A Brief History of NP-Completeness, 1954–2012 // Documenta Mathematica. – 2012. – Extra Volume ISMP. – P. 359-376.
12. Гладков Л.А., Курейчик В.В., Курейчик В.М. Генетические алгоритмы. 2-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 320 с.
13. Рутковская Д., Пилиньский М., Рутковский Л. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 452 с.
14. Чеканин В.А., Чеканин А.В. Исследование генетических методов оптимизации распределения прямоугольных ресурсов // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 2-й Международной науч.-практ. конференции / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 798-804.
15. Чеканин В.А., Чеканин А.В. Эвристический алгоритм оптимизации решений задачи прямоугольного раскроя // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014. – № 4. – С. 210-213.
16. Щербина О.А. Метаэвристические алгоритмы для задач комбинаторной оптимизации (обзор) // Таврический вестник информатики и математики. – 2014. – № 1. – С. 56-72.
17. Карпенко А.П. Популяционные алгоритмы глобальной поисковой оптимизации. Обзор новых и малоизвестных алгоритмов. // Информационные технологии. – 2012. – № 7. Приложение. – 32 с.
18. Черняк Л.С. Интеллект роя для ИТ // Открытые системы. СУБД. – 2014. – № 2. – С. 41-43.
19. Валиахметова Ю.И., Филиппова А.С. Мультиметодный генетический алгоритм для решения задач ортогональной упаковки // Информационные технологии. – 2007. – № 12. – С. 50-56.
20. Чеканин В.А., Чеканин А.В. Алгоритм решения задач ортогональной упаковки объектов на основе мультиметодной технологии // Информационные технологии. – 2013. – № 7. – С. 17-21.

DESIGN OF LIBRARY OF METAHEURISTIC ALGORITHMS FOR SOLVING THE PROBLEMS OF DISCRETE OPTIMIZATION

Moscow State University of Technology «STANKIN», Russia

Abstract

The work contains the main requirements that must be taken into account when implementing the library of metaheuristic algorithms of discrete optimization. A description of the architecture of the library of metaheuristic algorithms applicable for solving optimization problems in various subject areas is given.

Key words: orthogonal metaheuristic algorithms, evolutionary algorithms, bionic algorithms, algorithm library, discrete optimization.

REFERENCES

- [1] Kapitanov A.V., Mischatin V.I., Semyachkova E.G. Automated management systems in industry // Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 2. N. 1. P. 82-84 (in Russian).
- [2] Ilukhin Y.V. Role of a method of computer modeling in knowledge of technical objects // Vestnik MSTU «STANKIN». 2013. Vol. 4. P. 141-145. (in Russian).
- [3] Kostrov I.A., Kovshov E.E. Service-oriented architecture as an approach to building distributed systems in the environment of semi-structured data // Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 3. P. 140-144. (in Russian).
- [4] Myshenkov K.S., Belyashov A.N. Methodology, methods and models for analysis and design of control systems // Vestnik MSTU «STANKIN». 2013. Vol. 3. P. 76-82. (in Russian).
- [5] Wascher G., Haubner H., Schumann H. An improved typology of cutting and packing problems // European Journal of Operational Research. 2007. Vol. 183. N. 3. P. 1109-1130.
- [6] Ermolov I.L., Sobolnikov S.A. Planning of mobile robots' deployment for functioning of mobile communication network // Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 4. P. 126-129. (in Russian).
- [7] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Packing representation models for the orthogonal bin packing problem // Informatisionnyye tekhnologii i vychislitel'nyye sistemy. 2014. Vol. 2. P. 37-45. (in Russian).
- [8] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Data structure for the three-dimensional orthogonal packing problem // Vestnik MSTU «STANKIN». 2015. Vol. 1. P. 112-116. (in Russian).

- [9] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // *Advances in Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 22. P. 33-38.
- [10] Garey M., Johnson D. *Computers intractability: a guide to the theory of NP-completeness*. – San Francisco: W.H. Freeman, 1979. 338 p.
- [11] Johnson D.S. A Brief History of NP-Completeness, 1954–2012. *Documenta Mathematica*. 2012. Extra Volume ISMP. P. 359-376.
- [12] Gladkov L.A., Kureychik V.V., Kureychik V.M. *Geneticheskie algoritmy*. Moscow, Fizmatlit, 2006. 320 p. (in Russian).
- [13] Rutkovskaya D., Pilin'skiy M., Rutkovskiy L. *Neyronnye seti, geneticheskie algoritmy i nechetkie sistemy*. Moscow, Goryachaya liniya – Telekom Publ., 2006. 452 p. (in Russian).
- [14] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Researching of genetic methods to optimize the allocation of rectangular resources // *Modern Engineering: Science and Education: Proceedings of 2nd International scientific conference / Pod red. M.M. Radkevicha i A.N. Yevgrafova*. – SPb.: Izd-vo Politekh. un-ta, 2012. P. 798-804. (in Russian).
- [15] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Heuristic algorithm for the rectangular strip packing problem optimization // *Vestnik MSTU «STANKIN»*. 2014. Vol. 4. P. 210-213. (in Russian).
- [16] Shcherbina O.A. Metaheuristic algorithms for combinatorial optimization problems (Review) // *Tavrisheskiy vestnik informatiki i matematiki*. Vol. 2014. N. 1. P. 56-72. (in Russian).
- [17] Karpenko A.P. Population algorithms for global continuous optimization. Review of new and little-known algorithms // *Informatsionnyye tekhnologii*. 2012. Vol. 7. Appendix. 32 p. (in Russian).
- [18] Chernyak L.S. *Intellect roya dlya IT // Otkrytyye sistemy*. SUBD. 2014. Vol. 2. P. 41-43. (in Russian).
- [19] Valiahmetova Yu.I., Filippova A.S. Multi-Method Genetic Algorithm for the Decision of Problems of Orthogonal Packing // *Informatsionnyye tekhnologii*. 2007. Vol. 12. P. 50-56. (in Russian).
- [20] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Based on a Multimethod Technology Algorithm for Solving the Orthogonal Packing Problems // *Informatsionnyye tekhnologii*. 2013. Vol. 7. P. 17-21. (in Russian).

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

М.С. Бундур¹, Н.А. Пелевин², В.А. Прокопенко³

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ИХ РАЗЛИЧНОМ КОНСТРУКТИВНОМ ИСПОЛНЕНИИ



¹Михаил Семенович Бундур, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: bundurms@mail.ru



²Никита Александрович Пелевин, аспирант
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: twic@inbox.ru



³Вячеслав Алексеевич Прокопенко, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)534-1388, E-mail: mmfgak@mail.ru

Аннотация

Рассмотрены конструктивные исполнения гидростатических опор в вариантах с разделительными канавками и без них на основе параметров шпиндельного устройства модели ГШУ 022, применяемого для расширения технологических возможностей металлорежущих станков. Выполнены и проанализированы сравнительные результаты статических расчетов вариантов опор. Приведен анализ энергетических и тепловых процессов для режима при максимальной частоте вращения шпинделя. Представлено физико-математическое описание гидростатического подшипника без канавок и соответствующие ему модели системы автоматического регулирования, выполненные в среде Simulink. На основе разработанных моделей выполнен динамический анализ вариантов по частотным характеристикам и переходным процессам. Отмечены технологические и проектные особенности исследуемых опор.

Ключевые слова: гидростатический подшипник, разделительная канавка, статические характеристики, энергетические параметры, динамическое качество, запас по фазе

Одной из наиболее важных подсистем станка является шпиндельный узел (ШУ), характеристики которого определяют ее основные технологические параметры. Кроме того внимание следует уделять также и различной оснастке станка, применяемой для расширения его возможностей при изготовлении и обработке деталей. Применительно к агрегатным и расточным станкам широкое использование нашли такие устройства, как шпиндельные головки. Шпиндельное устройство модели ГШУ 022 применительно к расточным станкам серии ЛР завода им. Свердлова предназначено для получистового и чистового растачивания, подрезки торцов, фрезерования и шлифования алюминия, легких сплавов, чугуна, стали. При разработке или модернизации подобных устройств особое внимание необходимо уделять как выбору, так и конструкции подшипников, которые определяют основные характеристики, такие как виброустойчивость, нагрузочную способность, производительность, демпфирование и надежность.

ГШУ 022 имеет в качестве опор гидростатические подшипники (ГСП). Ввиду высокой точности и требований к изготовлению втулки и вала таких подшипников, необходимо при проектировании ГСП обеспечивать: простоту конструкции, точность, технологичность и стоимость изготовления. Поэтому особый интерес представляет исследование возможностей конструкций ГСП без изготовления дренажных (разделительных) канавок.

У ГСП с разделительными канавками давления в соседних карманах не влияют друг на друга, но суммарный расход жидкости и потенциальные потери в гидросистеме увеличиваются. При варианте ГСП без канавок потребляемый расход снижается, меньше суммарная площадь перемычек, а также происходит взаимное влияние друг на друга каналов управления по разным координатам. Кроме того, следует иметь ввиду, что изготовление продольных канавок во втулке ГСП, с одной стороны, имеет определенные сложности, а с другой при запрессовке втулок к корпус происходит неравномерное их деформирование, приводящее к потере геометрической формы отверстия. Поэтому для обоснованного выбора исполнения конструкции ГСП необходимо анализировать совокупность их статических характеристик и динамического качества.

Основные исходные параметры ГСП устройства ГШУ 022, при которых выполнено исследование:

- максимальная частота вращения шпинделя – $n_{\max}=10^4$ об/мин;
- диаметр шпинделя $D=65$ мм;
- наибольшая радиальная нагрузка – $R_h=1$ кН;

- рабочая жидкость – ИГП-18;
- радиальный зазор – $h_0 = 45 \cdot 10^{-6}$ м;
- модуль объемной сжимаемости масла – $E_m = 1,15 \cdot 10^{-6}$ Н/м²;
- давление питания – $p_{п} = 6 \dots 30$ МПа;
- приведенная масса ШУ – $M = 6,8$ кг;
- рабочая точка на статической характеристике – $m_0 = 0,5$ [1].

В работе рассмотрены следующие варианты исполнения несущих опор ГСП:

Вар. 1 – с дренажными канавками (исходный ГСП, рис. 1, а);

Вар. 2 – без разделительных канавок с узкими перемычками, ширина которых составляет 6 мм (рис. 1, б);

Вар. 3 – без канавок с широкими перемычками 15 мм (рис. 1, в).

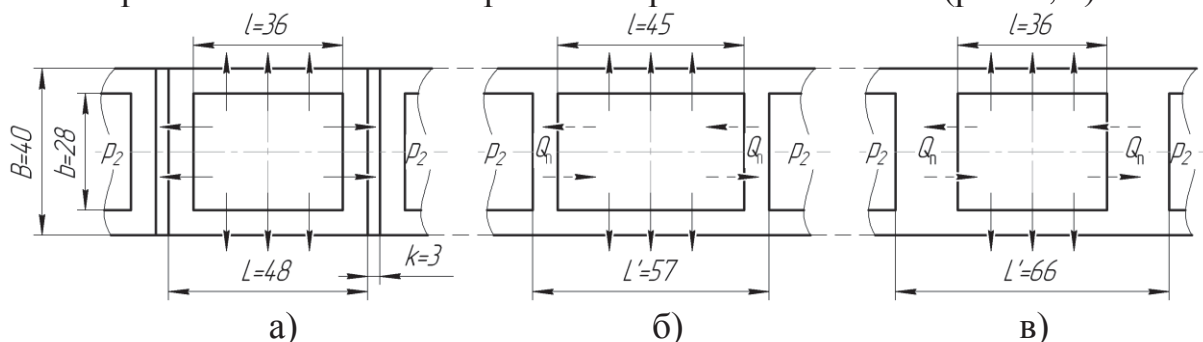


Рис. 1. Расчётные схемы вариантов и размеров ГСП (развертка)

При анализе статических зависимостей $h=f(m)$, где h – величина рабочего зазора, m – относительное давление в несущей опоре. Для исполнения ГСП по вар. 1 из уравнения баланса расходов при дроссельной схеме управления [2,3] зависимость $h=f(m)$ имеет вид:

$$h = \sqrt[3]{\frac{k_o \mu}{R_{ДР}} \sqrt{\frac{1-m}{m}}}, \quad (1)$$

где k_o – коэффициент расхода, определяемый геометрическими размерами несущих опор. При этом:

$$k_o = 3 \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l} \right)^{-1},$$

где L , B , l и b – указанные размеры (рис. 1).

Аналогичным образом с учетом возможных в зависимости от величины перепада давлений и связанных с этим перетечек жидкости ($Q_{п}$) между опорами (показаны пунктиром на рис. 1, б и в) статическая характеристика (1) для вар. 2 и 3 имеет отличие в выражении коэффициента расхода (k'_o):

$$k'_o = 3 \left(\frac{l}{B-b} + \left(1 - \frac{m_0}{m} \right) \frac{b}{L'-l} \right)^{-1},$$

где m_0 – неизменное относительное начальное давление в соседней опоре ГСП. Как следует из анализа полученных выражений k_o и k'_o при вариантах

без разделительной канавки этот коэффициент не является постоянным, что, как следствие, сказывается на форме статических характеристик, приведенных на рис. 2. Характеристики размещаются в диапазоне суммарного зазора ± 45 мкм и имеют одинаковую рабочую точку ($m=0,5$). При этом все нагрузочные ветви при росте m близки друг к другу, а для разгрузочных – предельные значения изменения относительного давления (Δm) для бесканавочных опор существенно меньше: на 21% для вар. 3 и на 35% для вар. 2.

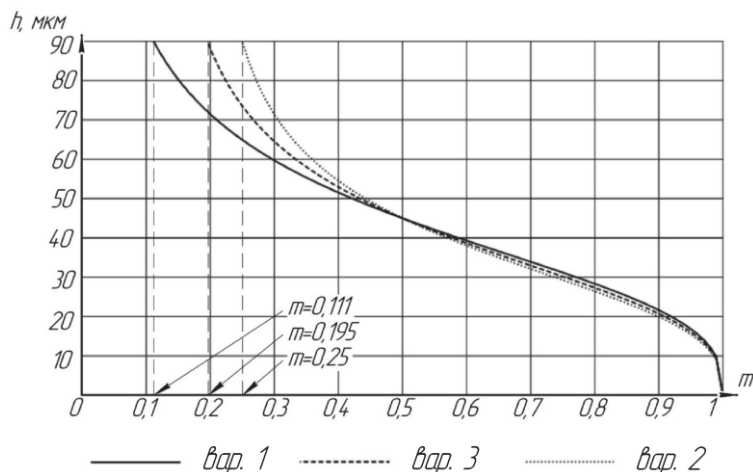


Рис. 2. Статические характеристики ГСП $h=f(m)$

На рис. 3 приведены нагрузочные характеристики $R=f(\delta_{ст})$, где $\delta_{ст}$ – статическая ошибка по зазору, R – реакция ГСП. Для отмеченных уровней наибольших реакций переднего (1770 Н) и заднего (696 Н) ГСП показатели по вариантам отличаются незначительно. При больших нагрузках (например, при $\delta_{ст} > 30$ мкм) различие становится более существенным.

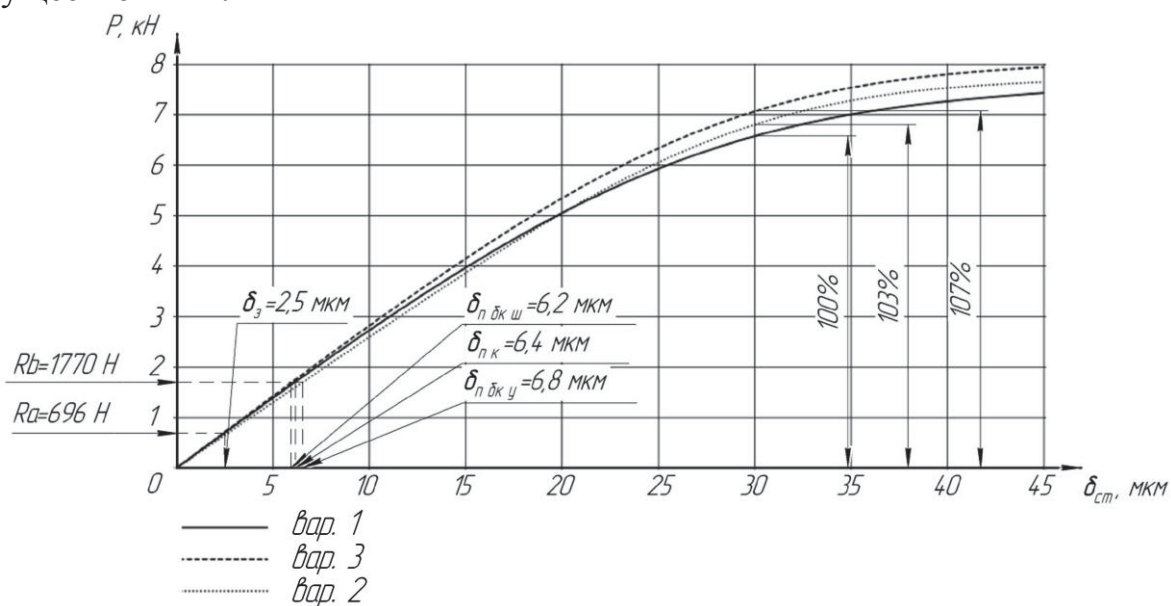


Рис. 3. Нагрузочные характеристики ГСП

Для оценки фактической грузоподъемности ГСП необходимо

учитывать изменения в коэффициенте несущей способности (C_F) опор. На рис. 4 приведены зависимости $C_F=f(\delta_{ст})$, анализ которых показывает, что для вар. 1 $C_F=const$, а у бесканавочных вариантов C_F без нагрузки значительно больше и при нагружении не остается постоянным. Причем, изменения величины C_F для ветвей характеристик также неодинаковое и в сумме для двух замкнутых опор ГСП в целом она также растет. По этой причине в зависимости от возможных конструктивных размерных вариаций параметров ГСП рост при нагружении C_F может компенсировать отмеченное снижение Δt (рис. 2).

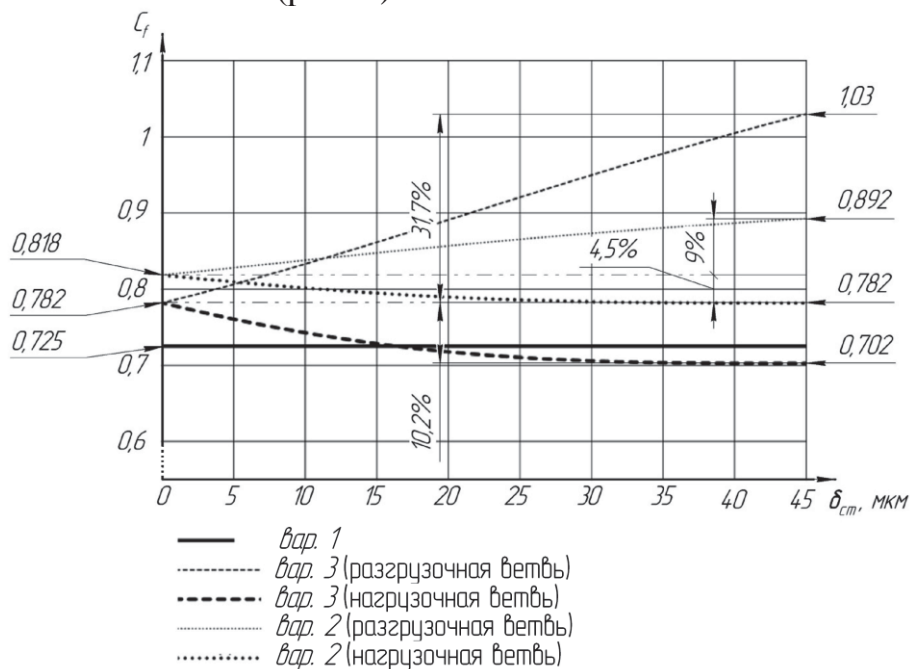


Рис. 4. График зависимости коэффициента несущей способности опоры C_F от статической ошибки $\delta_{ст}$

Результаты сравнительного анализа энергетических и тепловых процессов [4] для самого тяжелого режима [5] работы ГШУ 022 (n_{max}) сведены в табл. и показывают незначительную вариацию параметров и отсутствие перегрева рабочей жидкости ($t^\circ < [t] = 50^\circ$).

Таблица

Основные параметры энергетического расчета ГСП

Вариант	μ , Па·с	$N_{тр}$, Вт	Q , л/мин	N_Q , Вт	N , Вт	$t_{ср}$, $^\circ\text{C}$
1	0,023	537	1,27	128	665	29,5
2	0,022	451	0,915	91,5	542	30,8
3	0,019	515	0,848	84,8	599	32,8

При этом расход Q через подшипник для вар. 3 в 1,5 раза ниже относительно исходного, а изменения соответствующих потерь мощности (N_Q – гидравлические, $N_{тр}$ – вязкого трения, N – суммарные) отличаются незначительно.

Вывод математической модели ГСП без канавок аналогичен выводу для вариантов с канавками [6]. Отличие заключается в реакции осевых перемычек и расходе $Q_{\text{п}}$ через них. Физико-математическое описание ГСП без канавок представляет систему дифференциальных уравнений, включающую в себя уравнения равновесия подвижного узла, баланса расходов, а также соотношения зазоров:

$$\begin{cases} M_{\text{пр}} \ddot{h}_1 = R_h - \frac{p_0 - p_1}{2} (Bl + L'b) - \mu \dot{h}_1 \left(\frac{1}{4h_1^3} + \frac{1}{4h_0^3} \right) \cdot [(B-b)^3 l + (L'-l)^3 b] \\ \frac{p_{\text{п}} - p_1}{R_{\text{др1}}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L'-l} \right) + \left(\frac{V_{\text{пр1}}}{E_m} \right) \dot{p}_1 - \frac{p_2 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{b}{L'-l} \right) + \dot{h}_1 (Bl + bL' - 2bl), \\ \frac{p_{\text{п}} - p_0}{R_{\text{др2}}} = \frac{p_0 h_0^3}{3\mu} \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L'-l} \right) + \left(\frac{V_{\text{пр0}}}{E_m} \right) \dot{p}_0 - \frac{p_2 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{b}{L'-l} \right) + \dot{h}_0 (Bl + bL' - 2bl) \\ h_0 = h_{\Sigma} - h_1 \end{cases}, \quad (2)$$

где h_1 – зазор между подвижным узлом и базовой опорой;

h_0 – зазор между подвижным узлом и замыкающей опорой;

$h_0 + h_1 = h_{\Sigma}$ – суммарный (диаметральный) зазор в ГСП;

$V_{\text{пр1}}$ и $V_{\text{пр0}}$ – приведенный объем рабочей жидкости базовой и замыкающей опоры соответственно;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$R_{\text{др1}}$ и $R_{\text{др2}}$ – соответственно гидросопротивления дросселей;

p_0, p_1 – давления в оппозитно расположенных опорах;

p_2 – давление в соседней опоре (рис. 1), принятое $p_2 = \text{const}$.

Значительный интерес представляет анализ динамических характеристик систем автоматического регулирования (САР) рассматриваемых вариантов ГСП. Для этого в пакете MATLAB к уже имеющимся Simulink-моделям по вар. 1 [7] дополнительно разработаны, с учетом (2), модели:

nl_PP_dd_bk.mdl – для получения переходных процессов (ПП) САР (рис. 5);

nl_LH_dd_bk.mdl – для получения логарифмических амплитудно-частотных характеристик (ЛАЧХ) и фазо-частотных характеристик (ЛФЧХ) САР (разомкнутая модель);

Выполненный анализ САР с использованием построения ЛАЧХ и ЛФЧХ в пакете MATLAB [8] в соответствии с критерием запаса по фазе ($\Delta\phi$) [9] отражен на рис. 6. Из него следует, что САР по вар. 3 ближе к критерию высокого динамического качества, а худшему показателю ($\Delta\phi$ вдвое меньше) соответствует САР по вар. 2. В качестве проверки с помощью программы [10] ***p_PP*** которая использует упомянутые Simulink-модели [11] в пакете MATLAB произведены расчет и построение ПП рассматриваемых вариантов. Для вар. 1 и 3 при отсутствии вращения шпинделя и $p_{\text{п}} = 6 \cdot 10^6$ МПа ПП неколебательные, а для узкой перемычки –

в соответствии с низким динамическим качеством ($\Delta\varphi=24^\circ$) выражена высокочастотная гармоническая составляющая, что с учетом широкого диапазона частот вращения может вызывать проблемы виброустойчивости при обработке [12].

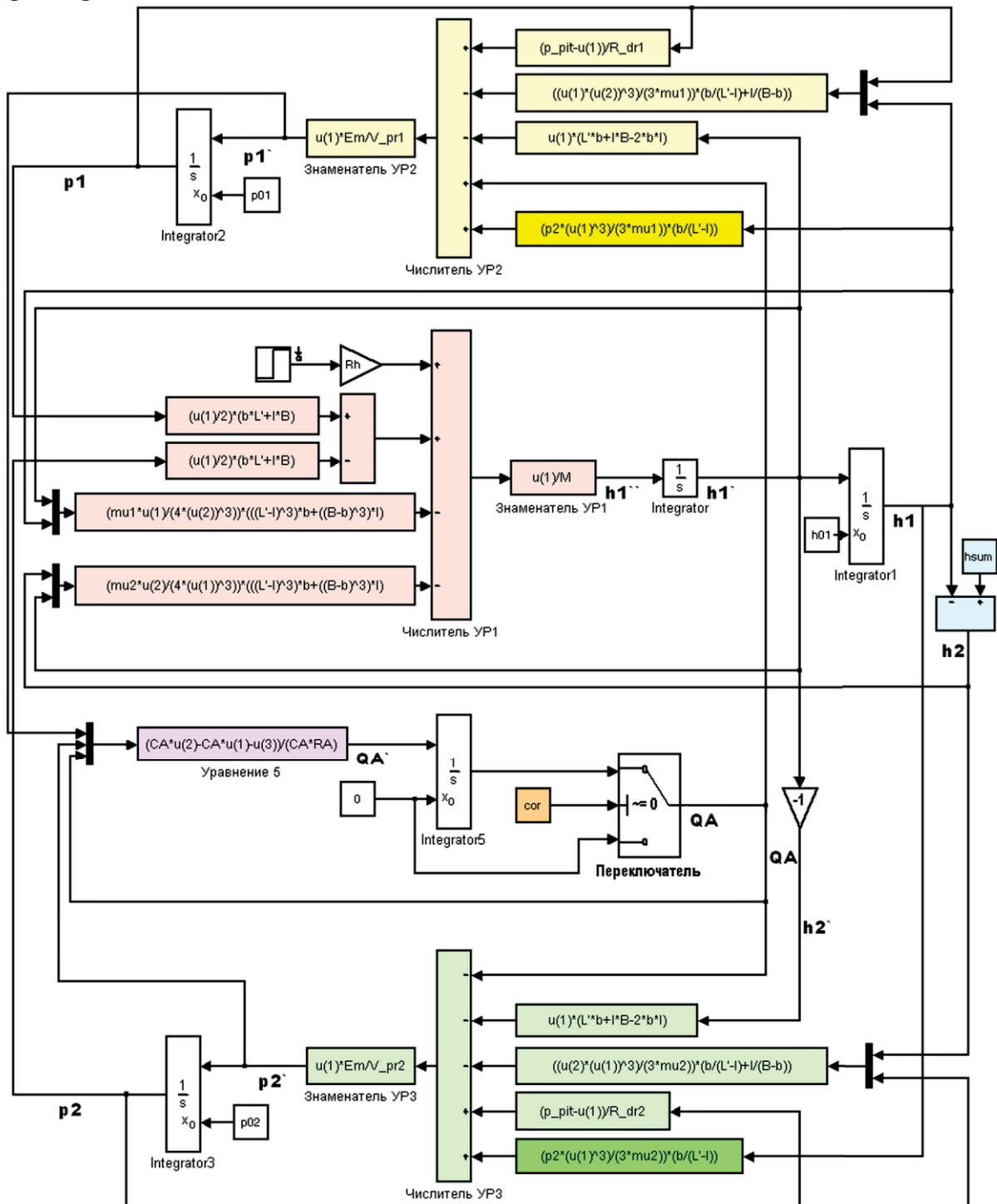


Рис. 5. Структурная схема САУ гидростатического подшипника с дроссельной системой управления в рабочем поле Simulink

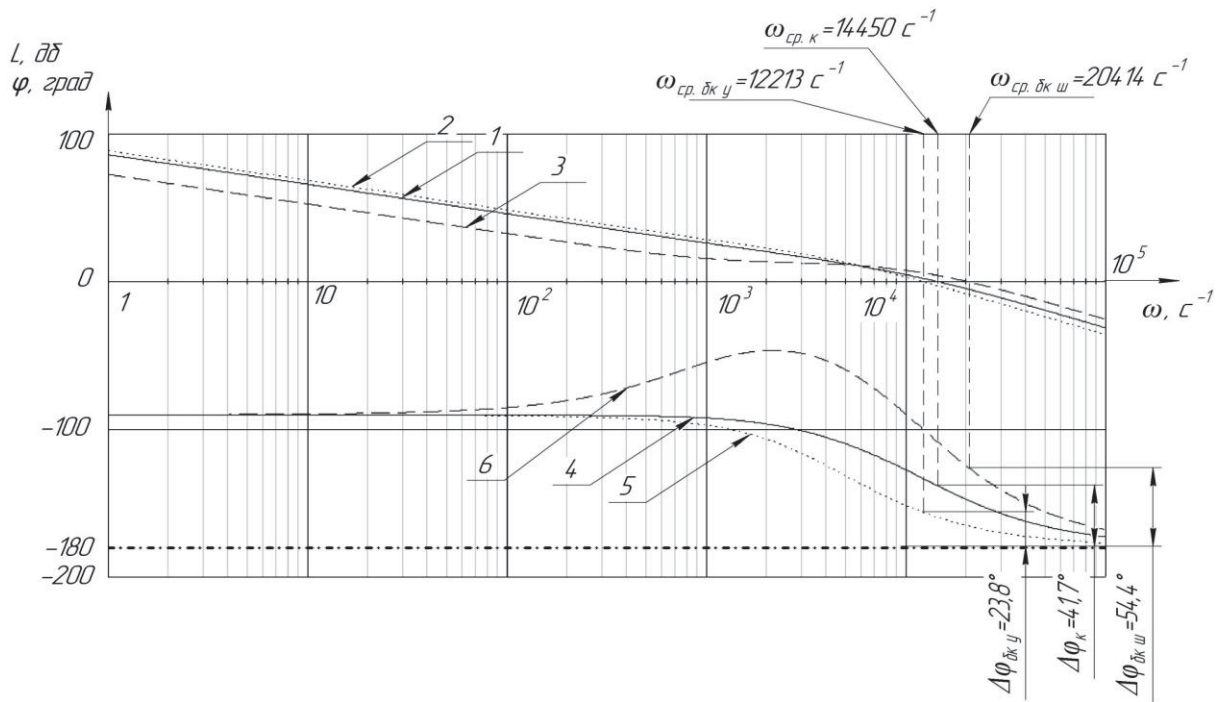


Рис. 6. Характеристики ЛАЧХ и ЛФЧХ:
 ЛАЧХ ГСП: 1 – вар. 1, 2 – вар. 2, 3 – вар. 3,
 ЛФЧХ ГСП: 4 – вар. 1, 5 – вар. 2, 6 – вар. 3

Следует иметь ввиду, что изменение условий эксплуатации ГШУ 022 в соответствии с техническими условиями также негативно сказывается на динамическом качестве САР ГСП. Например, при повышении p_n до 30 МПа колебательность и динамическая ошибка для вар. 2 становятся значительными, для вар. 1 выраженными и только для вар. 3 ПП близок к апериодическому (рис. 8).

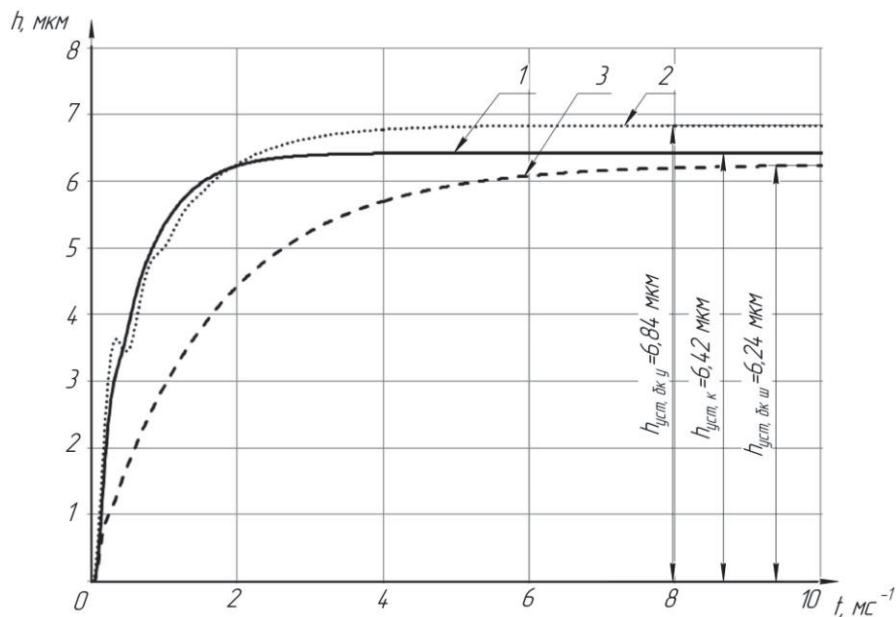


Рис. 7. Переходные процессы ГСП для $R_h=100$ Н при $p_n = 6$ МПа

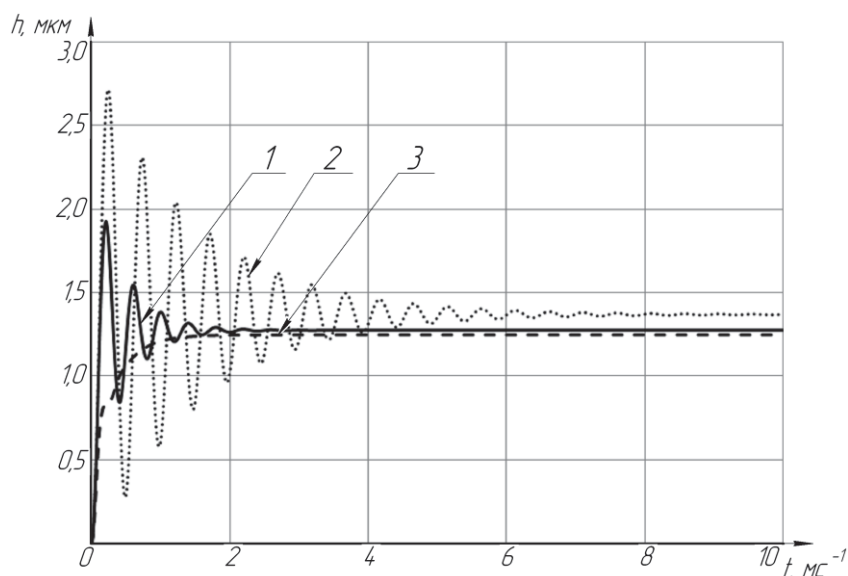


Рис. 8. Переходные процессы ГСП для $R_h=100$ Н при $p_n = 30$ МПа

Таким образом, в результате выполненных исследований установлена зависимость статических и динамических характеристик ГСП от его исполнения по разделительным канавкам или без них. Вариант без канавок существенно проще технологически, так как не требуется изготовление продольных разделительных канавок. Однако на основные параметры у него влияет состояние приложения внешней нагрузки, что требует учета этого при проектировании. Увеличение ширины разделительной дросселирующей перемычки между опорами в определенных пределах позволяет достигать более высокого динамического качества фактически на всех требуемых режимах обработки при сохранении несущей способности и допустимых скоростных потерях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование гидростатических направляющих металлорежущих станков и станочных комплексов: Метод. указания / Под ред. М.А. Болотникова, В.Г. Лебедева, П.П. Петкова, В.А. Прокопенко, А.А. Яцкевича. СПб: СПбГТУ, 1993. 28 с.
2. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках – 2-е изд. М: Машиностроение, 1989. 176 с.
3. Бундур М.С., Прокопенко В.А., Петков П.П. Динамика шпиндельных гидростатических подшипников с дроссельной системой управления для станочного оборудования. – В кн.: Авангардни материали и обработки (АМО-2009). - Болгария, 2009. С. 51-57.
4. Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Компьютерные исследования энергетической модели жидкостного подшипника в MATLAB // Материалы международной конференции «Теория и практика современной науки» 7-11 сентября 2015. Зальцбург, Австрия, 2015. С. 22-26.

5. Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Динамика шпиндельного гидростатического подшипника с учетом изменения приведенной массы // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 1028-1039.
6. Дудески Л., Петков П.П., Прокопенко В.А., Яцкевич А.А. Методические указания по выполнению расчётов и проектированию подшипников современных высокопроизводительных металлорежущих станков. Л: ЛГТУ, 1990. 37 с.
7. Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Возможности и особенности пакета MATLAB Simulink при моделировании систем управления гидростатическими несущими узлами // Материалы 4-й Международной научно практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2014. С. 815 - 825.
8. Stormy Attaway. Matlab. A Practical Introduction to Programming and Problem Solving. Oxford: Elsevier, 2013. 527 p.
9. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М: Машиностроение, 1983. 608 с.
10. Бундур М.С., Прокопенко В.А., Пелевин Н.А. Прогнозирование динамического качества шпиндельных гидростатических подшипников при учете энергетических процессов // Металлообработка, Т. 92, № 2, 2016. С. 56-63.
11. Пелевин Н.А., Бундур М.С. Применение системы «MATLAB Simulink» для проведения исследований гидростатических подшипников // XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы международной научно-практической конференции. Ч.IV. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 27-29.
12. Пуш В.Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.

M.S.Bundur, N. A.Pelevin, V.A.Prokopenko

FEATURES OF DEVELOPMENT OF HYDROSTATIC BEARINGS AT THEIR VARIOUS EMBODIMENTS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Embodiments of hydrostatic pad in variants with dividing grooves and without them on the basis of parameters of the spindle device of the GShU 022 model used for expansion of technological capabilities of metal-cutting

machines are considered. Comparative results of static estimations of options of pads are realized and analyzed. The analysis of power and thermal processes for the operating regime with the maximum frequency of rotation of a spindle is provided. The physical and mathematical description of the hydrostatic bearing without grooves, and also the appropriate models of automatic control system executed in the environment of Simulink is submitted. On the basis of the developed models the dynamic analysis of variants according to frequency characteristics and transient processes is made. Technological and design features of the researched pads are noted.

Key words: hydrostatic bearing, dividing groove, static characteristics, power parameters, dynamic quality, phase margin

REFERENCES

- [1] Design of hydrostatic guides of metal-cutting machines and machine complexes: Method. Instructions / M.A. Bolotnikov, V.G. Lebedev, P.P. Petkov, V.A. Prokopenko, A.A. Yackevich. SPb: SPbGTU, 1993. 28 p. (rus.)
- [2] Bushuev V.V. Hydrostatic lubricant in machines – edit. 2. M: Mashinostroenie, 1989. 176 p. (rus.)
- [3] Bundur M.S., Prokopenko V.A., Petkov P.P. Dynamics of spindle hydrostatic bearings with a throttle control system for the machine equipment. - In book.: Avangardni materiali i obrabotki (AMO-2009). - Bolgariya, 2009. pp. 51-57.
- [4] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Computer researches of power model of the liquid bearing in MATLAB // Materials of the international conference "Theory and Practice of Modern Science" on September 7-11, 2015. Salzburg, Austria, 2015. pp. 22-26.
- [5] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. The dynamic of spindle hydrostatic bearing taking into account change of the equivalent mass // Modern mechanical engineering: Science and education: materials of the 5th International scientific and practical conference - SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2016. pp. 1028-1039. (rus.)
- [6] Dudeski L., Petkov P.P., Prokopenko V.A., Yackevich A.A. Methodical instructions on performance of calculations and design of bearings of modern high-performance metal-cutting machines. L: LGTU, 1990. 37 p. (rus.)
- [7] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Possibilities and features of package matlab simulink at modelling of control systems of hydrostatic bearing units // Materials of the 4th International scientifically practical conference "Modern mechanical engineering. Science and education". SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2014. pp. 815 - 825. (rus.)

- [8] Stormy Attaway. Matlab. A Practical Introduction to Programming and Problem Solving. Oxford: Elsevier, 2013. 527 p.
- [9] Ivasch'enko H.H. Automatic control. Theory and elements of systems. M: Mashinostroenie, 1983. 608 p. (rus.)
- [10] Bundur M.S., Prokopenko V.A., Pelevin N.A. Forecasting of dynamic quality of spindle hydrostatic bearings at the consideration of energy processes // Metalloobrabotka, no.2(92), 2016. pp. 56-63. (rus.)
- [11] Pelevin N.A., Bundur M.S. Use of the MATLAB Simulink system for carrying out researches of hydrostatic bearings // XLI Week of science St.Peterssburg State Politechnical University: materials of the international scientific and practical conference. vol.4. SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2012. pp. 27-29. (rus.)
- [12] Push V.E`. Metal-cutting machines: The textbook for machine-building technical colleges. M.: Mashinostroenie, 1985. 256 p. (rus.)

А. С. Дударев¹, С.П.Захарова²

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ЕДИНИЧНОГО ЗЕРНА АЛМАЗНОГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ СВЕРЛЕНИИ И ФРЕЗЕРОВАНИИ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ



¹Александр Сергеевич Дударев, к.т.н., доцент
Пермский национальный исследовательский политехнический
университет
Россия, Пермь
Тел.: 8(342)2391755, 89617580838 E-mail: ktn80@mail.ru



Светлана Павловна Захарова,
Пермский национальный исследовательский политехнический
университет
Россия, Пермь
Тел.: 89124988741, E-mail: svetuk3000@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы оценки характеристики состояния рабочей поверхности алмазного режущего инструмента, а именно прочность удержания алмазных зерен связкой. Предлагаемый подход базируется на построении модели методом конечных элементов единичного алмазного зерна в связке и наложении силы, возникающей в процессе резания. Результаты показали, что на стойкость режущего инструмента влияет глубина заделки зерна в связке.

Ключевые слова: алмазно-абразивный материал, алмазный инструмент, зерно, алмаз, сверление, фрезерование, полимерный композиционный материал, связка, устойчивость, прочность, перемещение.

Введение

Современное машиностроение не стоит на месте, с каждым разом обрабатываемое оборудование становится все более универсальным, высокоточным, скоростным и т. д. [1]. Именно поэтому быстрыми

темпами растут требования к характеристикам режущего инструмента [2, 3].

Одной из причин заметного роста требований к характеристикам режущего инструмента является рост применения полимерных композиционных материалов (ПКМ) в космической отрасли, самолетостроении, судостроении и др. отраслях. Обработка ПКМ, в свою очередь, имеет ряд особенностей [4, 5]. К дефектам, которые образуются при обработке ПКМ относят: разлохмачивание (деламинация) обработанной поверхности, растрескивание матрицы, термическая деструкция, повышенный износ инструмента и др. [5]. Поэтому при обработке ПКМ необходимо использовать инструменты со специальной геометрической формой режущей кромки, специальной конструкцией рабочей зоны инструмента, специальными покрытиями режущей кромки твердосплавного инструмента, а также подбирать специальные технологические режимы обработки [6].

Повышение производительности обработки ПКМ, улучшение качества обработки, уменьшение расхода режущего инструмента возможно только за счет применения алмазного инструмента [4, 5].

Одним из самых важных эксплуатационных показателей алмазного инструмента является его износостойкость и максимальная, при заданном качестве обработки, работоспособность [7]. Эти показатели определяются характеристиками алмазно-абразивного материала, которые определяются многими факторами: материалом связки, расположением зерен в рабочем слое, формой зёрен, числом зерен участвующих в резании, а так же глубине заделки [8]. Глубина заделки алмазного инструмента – важная характеристика режущего слоя инструмента, существенно влияющая на его режущие свойства, срок службы, а также на силы и температуру, возникающую в процессах алмазного сверления и алмазного фрезерования.

Целью настоящей работы является оценка сил с помощью компьютерного 3D моделирования прочности и устойчивости единичного алмазного зерна шаровой формы в связке алмазного инструмента при резании ПКМ, с помощью системы автоматизированного проектирования *NX Advanced Simulation*, в основу которого положен метод конечных элементов (МКЭ).

Задачей исследования была оценка влияния глубины заделки алмазного зерна на его перемещение в связке, что является одной из важнейших характеристик состояния рабочей поверхности алмазно-абразивного инструмента [9]. Аналитический расчет прочности удержания зерна связкой выполнили Королев Новоселов [9]. Расчет изложенный в [9], базируется на теории вероятности и элементах сопротивления материалов. Показано, что различные сочетания величин внешних нагрузок и глубины

погружения зерна в связку могут вызывать разнообразное распределение напряжений в связке.

Предлагаемый в настоящей статье подход основан на допущении, что связка алмазного инструмента представляет собой упругую однородную среду, без включения пор и мостиков. Также геометрическая форма зерна, была представлена в форме шара. И считаем, что напряжение, возникающее в паре: связка-зерно, под действием внешней нагрузки, прямо пропорционально соответствующему перемещению зерна.

В модели рассматривалось алмазное зерно шаровидной формы зернистостью 125/100 в никелевой связке. Задавались физико-механические свойства алмазного зерна и никелевой связки. Для алмазного зерна удельная плотность $\rho = 3,5 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 1 \times 10^{12} \text{ Па}$, твердость $HV = 8000 \text{ кг/мм}^2$. Для никеля удельная плотность $\rho = 8,9 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 2,08 \times 10^{11} \text{ Па}$, модуль сдвига $G = 7,9 \times 10^{10} \text{ Па}$, твердость $HV = 90 \text{ кг/мм}^2$ [8].

В модели рассматривались варианты, когда алмазное зерно было погружено в связку на различную глубину: $h_d = 75, 50, 25\%$ (рис.1). На единичное зерно действуют в процессе механической обработки, внешние силы: тангенциальная и радиальная (нормальная к связке).

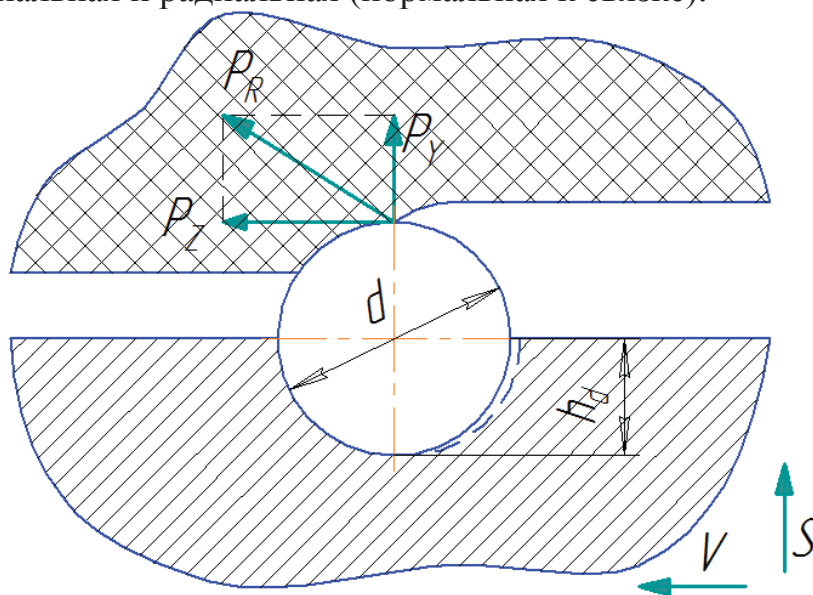


Рис. 1. Схема сил резания действующих на единичное зерно шаровидной формы

\overline{P}_y - радиальная составляющая силы резания, \overline{P}_z - тангенциальная составляющая сила резания, \overline{P}_R - равнодействующая силы резания

На алмазное зерно было смоделировано действие результирующей силы $P_R = 0.2 \text{ Н}$.

Данное значение силы было рассчитано для алмазного кольцевого сверла зернистостью 125/100 по формуле расчета нагрузки на зерно, находящееся на цилиндрической поверхности кольцевого алмазного сверла, диаметром 6 мм, предложенной Степановым А.А. [5]:

$$P = \frac{P_{oc}A^2}{10^8(0.378+5.5*10^{-5}A)(S_{top}+S_{cil})}, \quad (1)$$

где P_{oc} – осевая сила резания ($P_{oc} = 700$ Н согласно [10]);

A – верхнее значение в обозначении зернистости алмазного порошка, мкм;

S_{top}, S_{cil} – рабочая площадь соответственно торца сверла и цилиндрической части сверла, см².

Расчет рабочей площади торца сверла:

$$S_{top} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \quad (2)$$

где D - внешний диаметр алмазного кольцевого сверла ($D=6$ мм),

d - внутренний диаметр алмазного кольцевого сверла ($d=4$ мм).

После подстановки, площадь торца сверла:

$$S_{top} = \frac{\pi}{4}(6^2 - 4^2) = 15.7 \text{ мм}^2 = 0.157 \text{ см}^2$$

Расчет цилиндрической части сверла:

$$S_{cil} = \pi Dh, \quad (3)$$

где h - длина рабочей части алмазного кольцевого сверла (6 мм).

После подстановки, площадь цилиндрической части сверла:

$$S_{cil} = \pi Dh = \pi * 6 * 6 = 113.09 \text{ мм}^2 = 1.131 \text{ см}^2$$

Нагрузка на единичное зерно, находящееся на цилиндрической поверхности сверла согласно формуле (1):

$$P = \frac{700 \cdot 125^2}{10^8(0.378 + 5.5 * 10^{-5}125)(0.157 + 1.131)} = 0.2 \text{ Н}$$

Результаты моделирования перемещений алмазных зерен при различных глубинах заделки представлены в таблицах 1, 2 и 3.

Таблица 1

Результаты моделирования перемещения единичного зерна при заделке
25%

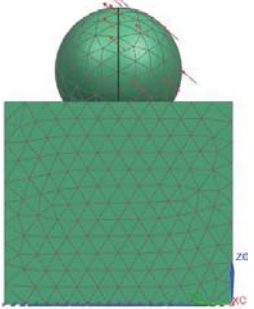
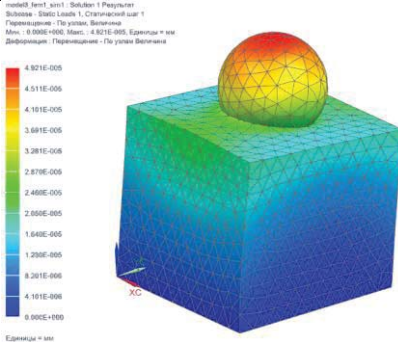
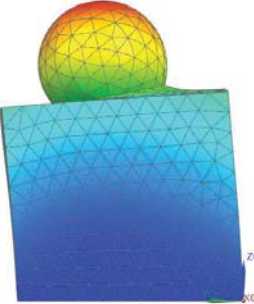
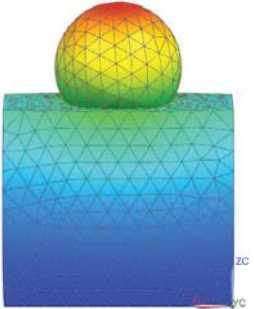
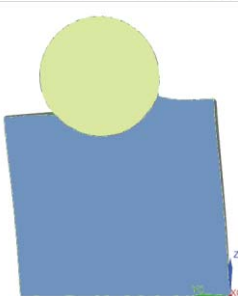
№	Визуализация моделирования	Примечание
1		КЭ модель единичного зерна с заделкой в связку на 25%.
2		Эпюра величины перемещений. Min 0.000 мм; max 4.921e-005мм.
3		Проекция эпюры перемещений в плоскости OYZ.
4		Проекция эпюры перемещений в плоскости OXZ.
5		Разрез единичной модели в плоскости OYZ..

Таблица 2

Результаты моделирования перемещения единичного зерна при заделке
50%

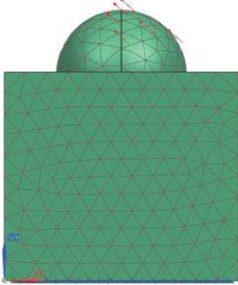
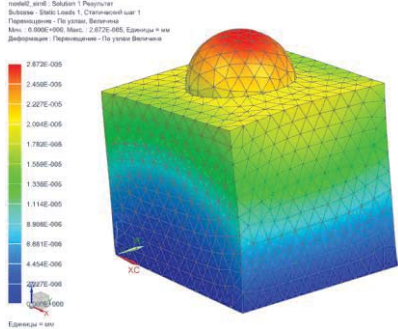
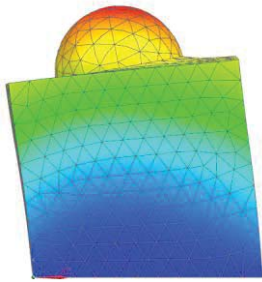
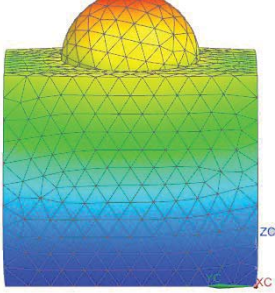
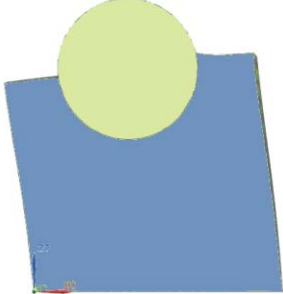
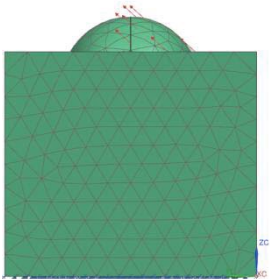
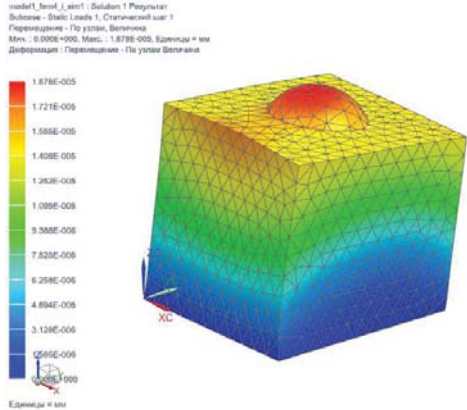
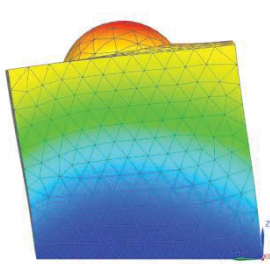
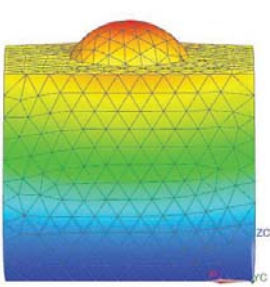
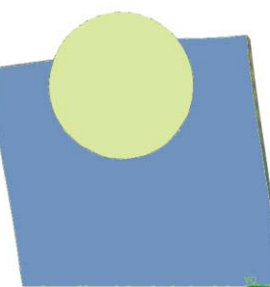
№	Визуализация моделирования	Примечание
1		КЭ модель единичного зерна с заделкой в связку на 25%. Силы приложены к зерну и направлены параллельно оси Y.
2		Эпюра величины перемещений. Min 0.000 мм; max 2,672e-005 мм.
3		Проекция эпюры перемещений в плоскости OXZ.
4		Проекция эпюры перемещений в плоскости OYZ.
5		Разрез единичной модели в плоскости OXZ.

Таблица 3

Результаты моделирования перемещения единичного зерна при заделке
75%

№	Визуализация моделирования	Примечание
1		<p>КЭ модель единичного зерна с заделкой в связку на 25%. Силы приложены к зерну и направлены параллельно оси Y.</p>
2	<p>model1_resul_1_solid1 Solution 1 Results Векторы - Shift Load 1, Статический шаг: 1 Перемещение - По узлам, Векторная Маск.: 0.000E+000, Макс.: 1.878E-005, Единицы: мм Деформация: Перемещение - По узлам, Векторная</p>  <p>Единицы: мм</p>	<p>Эпюра величины перемещений. Min 0.000 мм; max 1,878e-005мм.</p>
3		<p>Проекция эпюры перемещений в плоскости OXZ.</p>
4		<p>Проекция эпюры перемещений в плоскости OYZ.</p>
5		<p>Разрез единичной модели в плоскости OYZ..</p>

Анализ полученных данных говорит о значительном влиянии глубины заделки на перемещение алмазного зерна в связке. В ходе проведенного численного эксперимента были выявлены наименьшие перемещения у зерен с глубиной заделки в связке на 75% зерна, перемещение составило $1,878e-005$ мм, это значит, что использование в алмазном инструменте такой глубины заделки существенно повысит износостойкость инструмента.

Заключение

Предлагаемая методика, позволяет на базе численного моделирования спрогнозировать перемещение зерен разной глубины заделки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маслов Е.Н., Постникова Н.В. Основные направления в развитии теории резания абразивным, алмазным и эльборовым инструментом. – М.: Машиностроение, 1975. – 48 с.
2. Дударев А. С., Свирщев В. И., Захарова С. П. Цели и задачи создания инструмента с упорядоченно-ориентированными в рабочем слое зернами для механической обработки полимерных композиционных материалов //Сб. науч. труд. междунар. науч.-техн. конф. «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации», 2015. Пермь: ПНИПУ, 2015. - С. 253-257.
3. Петухов Ю.Е., Домнин П.В., Рубец А.А. Неразрушающий метод оценки режущей способности кругов с однослойным алмазно-гальваническим покрытием // СТИН. – 2015. – №9. – С. 11-13.
4. Дударев А.С. Конструкции свёрл и фрез для алмазно-абразивной обработки стеклопластиков и углепластиков // Известия ТулГУ, 2012, №1. С. 361-370.
5. Степанов А.А. Обработка резанием высокопрочных композиционных полимерных материалов. Л.: Машиностроение, 1987. 176 с.
6. Андреев М.В., Шитюк А.А. Особенности высокоскоростной обработки полимерных композиционных материалов //Ползуновский альманах.- Барнаул, 2016,№4.С.89-93.
7. Попов А.В. Оценка работоспособности алмазных шлифовальных кругов по скорости относительного изнашивания связки // Вестник машиностроения. – 2010. – №10. – С. 78-80.
8. Дударев А.С., Захарова С.П. Гипотезы обосновывающие повышение стойкости алмазно-абразивного инструмента// Вестник ПНИПУ. Машиностроение и материаловедение.- Пермь, 2016, №4. С.74-91.

9. Королев А.В., Новосёлов Ю.К. Теоритико-вероятностные основы абразивной обработки. Часть 1. Состояние рабочей поверхности инструмента. Саратов: Сарат. ун-т, 1987. 160 с.
10. Мелентьев Р.Ю. Підвищення точності форми отворів в деталях з вуглепластика: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Одесса, 2017.—25с.

A. S. Dudarev, S.P.Zakharova

FORMATION OF INFORMATION CULTURE OF STUDENTS IN THE STUDY OF PROFESSIONAL DISCIPLINES

Perm National Research Polytechnic University.

Abstract

The paper considers the evaluation of the characteristics of the state of the working surface of a diamond cutting tool, namely, the strength of retaining diamond grains by a binder. The proposed approach is based on the construction of the model by the finite elements method of a single diamond grain in a bundle and the imposition of the force arising in the process of cutting. The results showed that the stability of the cutting tool is affected by the depth of the grain in the binder.

Key words: diamond-abrasive material, diamond tool, grain, diamond, drilling, milling, polymer composite, binder, stability, strength, displacement.

REFERENCES

- [1] Maslov E.N., Postnikova N.V. Osnovnye napravleniya v razvitii teorii rezaniya abrazivnym, almaznym i ehl'borovym instrumentom. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 48 p.
- [2] Dudarev A. S., Svirshchev V. I., Zaharova S. P. Celi i zadachi sozdaniya instrumenta s uporyadochenno-orientirovannymi v rabochem sloe zernami dlya mekhanicheskoy obrabotki polimernyh kompozicionnyh materialov //Sb. nauch. trud. mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. «Aehrokosmicheskaya tekhnika, vysokie tekhnologii i innovacii», 2015. Perm': PNRPU, 2015. - P. 253-257.
- [3] Petuhov YU.E., Domnin P.V., Rubec A.A. Nerazrushayushchij metod ocenki rezhushchej sposobnosti krugov s odnoslojnym almazno-gal'vanicheskim pokrytiem // STIN. – 2015. – №9. – P. 11-13.

- [4] Dudarev A.S. Konstrukcii svyorl i frez dlya almazno-abrazivnoj obrabotki stekloplastikov i ugleplastikov // Izvestiya TulGU, 2012, №1. P. 361-370.
- [5] Stepanov A.A. Obrabotka rezaniem vysokoprochnyh kompozicionnyh polimernyh materialov. L.: Mashinostroenie, 1987. 176 p.
- [6] Andreev M.V., SHityuk A.A. Osobennosti vysokoskorostnoj obrabotki polimernyh kompozicionnyh materialov //Polzunovskij al'manah.- Barnaul, 2016,№4.P.89-93.
- [7] Popov A.V. Ocenka rabotosposobnosti almaznyh shlifoval'nyh krugov po skorosti odnositel'nogo iznashivaniya svyazki // Vestnik mashinostroeniya. – 2010. – №10. – P. 78-80.
- [8] Dudarev A.S., Zaharova S.P. Gipotezy obosnovyvyayushchie povyshenie stojkosti almazno-abrazivnogo instrumenta// Vestnik PNRPU,. Mashinostroenie i materialovedenie.- Perm', 2016, №4. P.74-91.
- [9] Korolev A.V., Novosyolov YU.K. Teoritiko-veroyatnostnye osnovy abrazivnoj obrabotki. CHast' 1. Sostoyanie rabochej poverhnosti instrumenta. Saratov: Sarat. un-t, 1987. 160 p.
- [10] Melent'ev R.YU. Pidvishchennya tochnosti formi otvoriv v detalyah z vugleplastika: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk. – Odessa, 2017.—25p.

Ю.Б. Егорова¹, Л.В. Давыденко², Е.Н. Егоров³, Чибисова Е.В.⁴

РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ОБРАБОТКЕ РЕЗАНИЕМ ТИТАНОВОГО СПЛАВА Ti-6Al-4V ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ



¹Юлия Борисовна Егорова, д.т.н., профессор
Ступинский филиал МАИ, Россия, г. Ступино,
Тел.: (917)556-8258, e-mail: egorova_mati@mail.ru.



²Людмила Васильевна Давыденко, к.т.н., доцент
Московский политехнический университет, Россия,
г. Москва
Тел.: (926)116-7666, e-mail: mami-davidenko@mail.ru.



³Евгений Николаевич Егоров, к.т.н., доцент
Ступинский филиал МАИ, Россия, г. Ступино,
Тел.: (917)556-8258, e-mail: aravir_ene@mail.ru.



⁴Евгения Валеоиевна Чибисова
Ступинский филиал МАИ, Россия, г. Ступино,
Тел.: (916)4286131, e-mail: echibisova@mail.ru.

Аннотация

Обобщены результаты исследований по влиянию различных режимов термической обработки на структуру, фазовый состав, механические свойства и обрабатываемость резанием $\alpha+\beta$ -титанового сплава Ti-6Al-4V. Показано, что термическая обработка является эффективным средством, определяющим различную обрабатываемость резанием. На основе проведенных исследований разработаны рекомендации по механической обработке сплава Ti-6Al-4V после различных режимов термической обработки.

Ключевые слова: титановые сплавы, термическая обработка, структура, механические свойства, обрабатываемость резанием.

Введение

Сплавы системы Ti-6Al-4V относятся к числу наиболее распространенных сплавов на основе титана [1, 2]. На их долю приходится более 50% всего выпуска титановых полуфабрикатов, при этом около 80% от применяемых в авиационной технике. В нашей стране разработано несколько разновидностей этих сплавов, которые отличаются друг от друга содержанием алюминия, ванадия и примесей: ВТ6, ВТ6С, ВТ6ч, ВТ6к, ВТ6кт. В США сплавы Ti-6Al-4V общего назначения, поставляемые по стандартам Американского общества испытаний материалов (ASTM), маркируют как Grade 5 и Grade 23. Сплавы авиационного назначения, поставляемые по спецификации авиационных материалов AMS, обозначают Ti64 [1, 2].

Несмотря на то, что технология производства полуфабрикатов из сплава Ti-6Al-4V хорошо освоена, его обработка резанием в термоупрочненном состоянии и после β -отжига остается довольно трудоемкой [3]. Вместе с тем, применение определенных режимов термической обработки позволяет повысить эффективность обрабатываемости резанием титановых сплавов [4-8].

В данной работе обобщены результаты исследований влияния на режущие свойства инструмента различных режимов термической обработки и параметров структуры $\alpha+\beta$ -титанового сплава Ti-6Al-4V и разработаны рекомендации по повышению эффективности его механической обработки.

Методика исследований

В качестве материалов для исследования использовали кованные прутки диаметром 60 мм из сплава ВТ6 классического состава (табл.1). Температура $\alpha+\beta/\beta$ -перехода (точка A_{c3}) составляла 1000 °С, критическая температура нагрева под закалку – 875 °С. Три исходные партии заготовок были откованы при различных температурах (850, 1010, 1180 °С).

Таблица 1

Химический состав сплава ВТ6, % (по массе)

Ti	Al	V	Fe	C	O	N	H
Основа	6,1	4,5	0,28	0,02	0,15	0,005	0,015

Из кованных заготовок были изготовлены образцы ($\varnothing=50$ мм, $l=200$ мм) для исследований обрабатываемости резанием. Образцы были подвергнуты закалке в воду с температур 800, 875, 930 и 1050 °С. Время выдержки при температуре нагрева под закалку составляло 2,5 ч. После

закалки образцы были подвергнуты старению при температурах 400, 500, 600⁰С в течение 1-6 часов. Эксперименты по точению выполняли по методике стойкостных испытаний резцов ВК8. Режимы резания были следующими: $V=25-100$ м/мин, $S=0,078-0,2$ мм/об, $t=0,5-1,0$ мм.

Для всех заготовок исследовали макро- и микроструктуру, а также проводили рентгеноструктурный анализ. Результаты экспериментов были подвергнуты первичной статистической обработке и корреляционно-регрессионному анализу с помощью программы «Stadia 6» [9]. Были исследованы взаимосвязи размерной стойкости инструмента (износ резца по задней поверхности h_z , стойкость резца T при износе 0,3 мм), составляющих сил резания (P_x, P_y, P_z), термоЭДС (U) с режимами термической обработки (температураковки T_k , температура нагрева под закалку T_z , температура старения T_c , время выдержки при старении τ_c), твердостью HRC сплава ВТ6 и параметрами структуры (количество β -фазы n_β , размер β -зерна D , толщина b_α и длина l_α α -пластин, отношение l_α/b_α , размер α -колоний d_α , толщина α -оторочки по границе β -зерна b_{om}).

Результаты экспериментов и их обсуждение

Температура началаковки первой партии заготовок составляла 950⁰С, окончания – 800⁰С, так что деформация (со степенью 50%) проходила в $\alpha+\beta$ -области. Структура представлена вытянутыми деформированными зернами превращенной β -фазы. Внутриверенная α -фаза имеет пластинчатый характер, но пластины α -фазы изогнуты в процессе деформации. Температура началаковки второй партии заготовок составляла 1010⁰С, а окончания 850⁰С, т.е. температурный интервалковки близок к температуре $\alpha+\beta/\beta$ -перехода. При ковке в этой области (со степенью 70%) наблюдается утолщение и глобуляризация α -пластин и α -оторочки. Температура началаковки третьей партии заготовок равна 1180⁰С, окончания – 980⁰С, следовательно деформация (со степенью 70%) проходила в β -области. При деформации в β -области β -зерно сплющивается и вытягивается вдоль направления течения металла. При охлаждении с температурыковки ниже A_{c3} начинается выделение α -фазы по границам β -зерен в виде оторочки. Внутри зерна α -фаза выделяется в виде мелких пластин. Твердость всех заготовок послековки была приблизительно одинакова и равна 30-31 HRC.

По данным рентгеноструктурного анализа после закалки из $\alpha+\beta$ -области с температур 800 и 875⁰С структура представлена α - и метастабильной β -фазами; после закалки с температуры 930⁰С - α - , β_m и α'' -фазами, а после закалки из β -области с температуры 1050⁰С – мартенситом α' (табл. 2).

Таблица 2

Результаты микроструктурных исследований, рентгенографического анализа и измерения твердости сплава ВТ6 послековки и закалки

$T_K, ^\circ\text{C}$	$T_Z, ^\circ\text{C}$	Фазовый состав	$n_\beta, \%$	$D, \text{мкм}$	$b_\alpha, \text{мкм}$	$l_\alpha, \text{мкм}$	l_α/b_α	$d_\alpha, \text{мкм}$	$b_{от}, \text{мкм}$	HRC
950	-	$\alpha+\beta$	9	239	0,83	14	17	36,9	1,95	30
1010	-	$\alpha+\beta$	14	312	1,97	23	12	37,5	2,89	30,2
1180	-	$\alpha+\beta$	8	249	0,78	1,3	1,6	-	1,9	31
950	800	$\alpha+\beta_M$	12	245	0,88	18	20,5	33	2,1	30
	875	$\alpha+\beta_M$	25	256	0,92	24	26	32	1,98	30,5
	930	$\alpha+\beta+\alpha''$	10	311	0,78	35	50	31	2,0	31
	1050	α'	0	345	-	-	-	-	-	35
1010	875	$\alpha+\beta_M$	17	355	2,02	15	8	39	3,1	30,5
1180	800	$\alpha+\beta_M$	10	271	1,07	33	21	36	1,8	32

После закалки из $\alpha+\beta$ -области структура представлена β -зернами с оторочкой и пластинчатым внутризерненным строением, состоящим из α -пластин и β -прослоек. После закалки образцов, откованных при 950 и 1010⁰С, происходит увеличение размера β -зерна и длины α -пластин по сравнению с деформированным состоянием, в то время как размеры других структурных составляющих мало изменяются (табл. 2). Наиболее сильные изменения в структуре обнаружены после закалки образцов, откованных при 1180⁰С. Если послековки структура имела мелко пластинчатое строение с формой пластин, близкой к глобулярной, то после закалки с 800⁰С образовалась тонкопластинчатая структура с ярко выраженными колониями α -пластин. Длина α -пластин увеличилась с 1,3 до 33 мкм при незначительном увеличении их толщины с 0,78 до 1,07 мкм. После закалки из $\alpha+\beta$ -области наблюдается незначительное повышение твердости сплава ВТ6 по сравнению с деформированным состоянием, в то время как после закалки из β -области твердость существенно возрастает, что связано с образованием мартенсита α' (табл.2).

В табл. 3 приведены результаты исследований обрабатываемости резанием сплава ВТ6 послековки и закалки с различных температур.

В состоянии поставки наиболее высокие характеристики обрабатываемости резанием наблюдались у образцов, подвергнутых горячей деформации при 950⁰С, а самые низкие – у образцов послековки при 1010⁰С. Заготовки, откованные при 1010⁰С, имели более грубую структуру по сравнению с другими образцами при одинаковой твердости 30-31 HRC (табл.2). После закалки образцов ($T_K=950$ и 1180⁰С) с температур 800 и 875⁰С наблюдается улучшение обрабатываемости резанием сплава ВТ6, что, возможно, связано с сохранением

мелкозернистой структуры и увеличением количества метастабильной β -фазы. Повышение температуры нагрева под закалку до 1050 °С сопровождается увеличением размеров структурных составляющих, появлением в структуре мартенсита α' , повышением твердости и снижением стойкости резца при точении этих образцов. Закалка образцов, откованных при 1010 °С, с температуры 875 °С мало влияет на их обрабатываемость резанием. Она как была плохой, так и осталась невысокой, что, возможно, связано с сохранением грубой структуры.

Таблица 3

Параметры обрабатываемости резанием сплава ВТ6 послековки и заковки

T _к , °С	T _з , °С	P _x ,* Н	P _y ,* Н	P _z ,* Н	θ _p ,* °С	T, мин		
						I*	II**	III***
950	-	140	140	210	595	1,2	35	118
1010	-	240	360	590	712	0,3	16	78
1180	-	100	130	110	690	0,83	30	105
950	800	-	-	-	-	1,25	-	175
	875	-	-	-	-	1,5	-	182
	930	100	220	160	738	0,63	-	95
	1050	-	-	-	-	0,3	-	62
1010	875	140	190	320	925	0,32	-	-
1180	800	390	340	530	830	1,62	-	-

Примечания: * - при V=100 м/мин; S=0,1 мм/об; t=0,8 мм; ** - при V=80 м/мин; S=0,075 мм/об; t=0,8 мм; *** - при V=25 м/мин; S=0,2 мм/об; t=1,0 мм; h₃=0,3 мм.

После заковки и старения внутризеренная структура сплава ВТ6 представлена пластинами первичной α -фазы, сохранившейся при нагреве под закалку, и дисперсной смесью α и β фаз.

Регрессионная зависимость твердости сплава ВТ6 от режимовковки, заковки и старения имеет вид:

$$\text{HRC} = -46,7 + 7,3 \cdot 10^{-4} T_{\text{к}} + 9,92 \cdot 10^{-2} T_{\text{з}} + 0,122 T_{\text{с}} + 30,9 \tau_{\text{с}} - 1,53 \cdot 10^{-4} T_{\text{з}} T_{\text{с}} - 0,0369 T_{\text{з}} \tau_{\text{с}} - 0,0625 T_{\text{с}} \tau_{\text{с}} + 7,46 \cdot 10^{-5} T_{\text{з}} T_{\text{с}} \tau_{\text{с}}$$

Коэффициент корреляции R=0,89; статистическая ошибка S=1,07.

Температураковки практически не влияет на твердость сплава после заковки и старения. Повышение температуры нагрева под закалку с 800 до 930 °С сопровождается увеличением твердости после старения. В зависимости от температуры и длительности старения твердость изменяется неоднозначно в соответствии с закономерностями, следующими из теории термической обработки титановых сплавов [10-11].

Результаты корреляционно-регрессионного анализа показали, что размер зерна, толщина α -пластин, размер α -колоний и толщина α -

оторочки в наибольшей степени зависят от температурыковки и закалки, а температура и продолжительность старения не влияют на параметры структуры сплава ВТ6 (табл. 4). С повышением температурыковки с 950 до 1100 °С сначала наблюдается увеличение параметров структуры, а дальнейшее повышение до ~1200 °С сопровождается незначительным снижением размеров структурных составляющих. Повышение температуры нагрева под закалку с 800 до 930 °С приводит к увеличению размера β-зерна, толщины α-пластин, α-колоний и α-оторочки по границе зерна (рис. 1). Из всех структурных составляющих в наибольшей степени от режимовковки и закалки зависит размер β-зерна, а внутризеренное строение слабее реагирует на изменение температурыковки и нагрева под закалку.

Таблица 4

Результаты регрессионного анализа зависимости параметров структуры сплава ВТ6 от T_K и T_3

№	Регрессионная модель	R	S, мкм
1	$D = -2901 + 6,129T_K - 3,029 \cdot 10^{-3}T_K^2 + 0,238T_3$	0,65	51,3
2	$b_{\alpha} = -31,09 + 5,423 \cdot 10^{-2}T_K - 2,471 \cdot 10^{-5}T_K^2 + 3,913 \cdot 10^{-3}T_3$	0,63	0,15
3	$d_{\alpha} = 2375 + 0,2871T_K - 4,581 \cdot 10^{-4}T_K^2 - 5,845T_3 + 2,911 \cdot 10^{-3}T_3^2 + 8,544 \cdot 10^{-4}T_KT_3$	0,53	15,3
4	$b_{от} = 58,32 - 7,542 \cdot 10^{-2}T_K + 1,492 \cdot 10^{-5}T_K^2 - 4,803 \cdot 10^{-2}T_3 + 2,911 \cdot 10^{-3}T_3^2 + 5,382 \cdot 10^{-5}T_KT_3$	0,51	0,25

Обрабатываемость резанием сплава ВТ6 после упрочняющей термической обработки в целом хуже по сравнению с деформированным и закаленным состоянием. В работе был проведен корреляционно-регрессионный анализ зависимости стойкости резца ВК8 от твердости сплава ВТ6, количества β-фазы после старения, размера β-зерна, толщины и длины α-пластин, размера α-колоний, толщины α-оторочки по границе зерна (табл. 5).

Стойкость резца возрастает с уменьшением размера β-зерна, толщины α-оторочки по границе зерна, размера α-колоний, толщины и длины α-пластин. Однако влияние структурных факторов неоднозначно: в наибольшей степени на стойкость резца оказывает размер β-зерна. Так, уменьшение размера зерна в два раза (с 400 до 200 мкм) приводит к повышению стойкости с 126 до 204 мин при скорости резания 25 м/мин, т.е. в 1,7 раза (рис. 2). Увеличение количества β-фазы в состаренных образцах, толщины и длины α-пластин не приводит к существенному изменению стойкости резца.

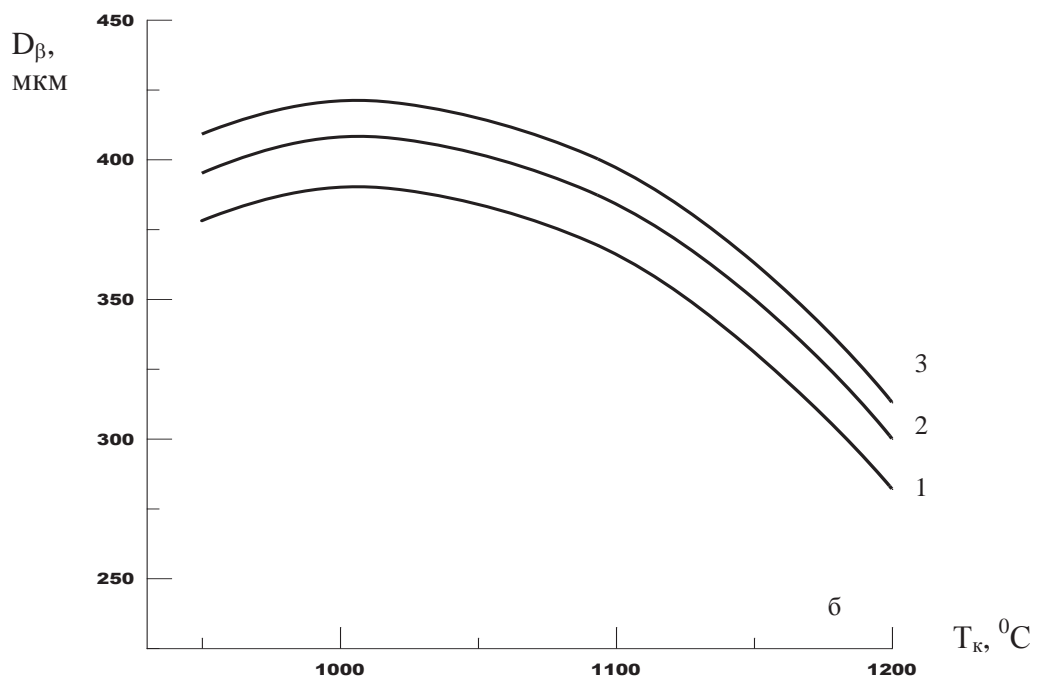
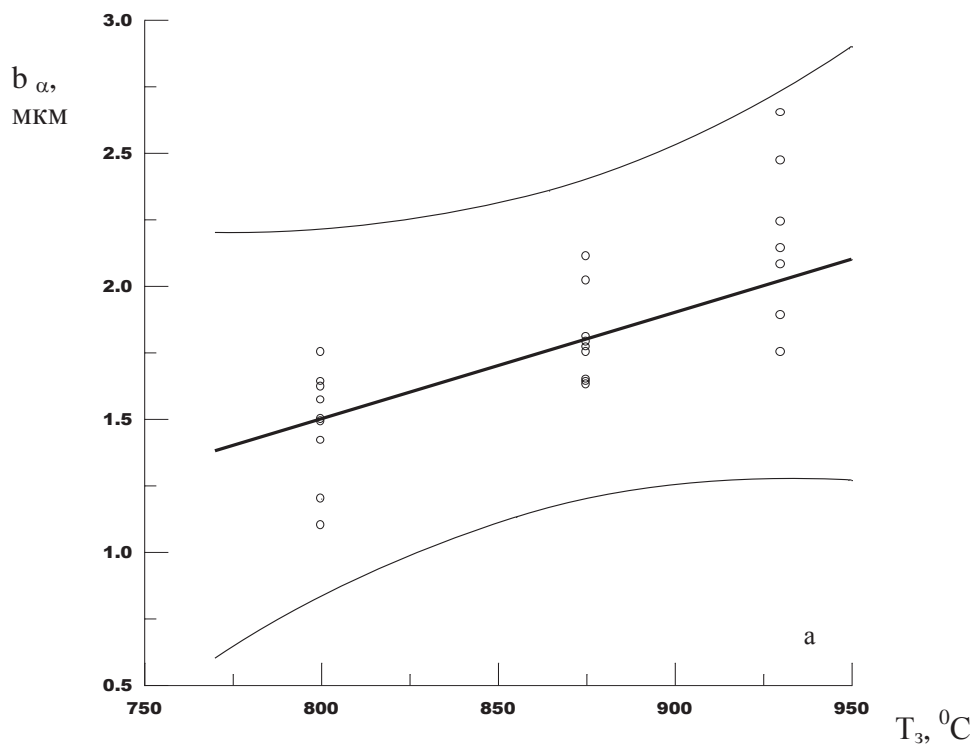


Рис.1. Регрессионные зависимости толщины α -пластин (а) и размера β -зерна (б) в сплаве ВТ6 от температуры ковки и температуры нагрева под закалку, $^{\circ}\text{C}$: 1 – 800; 2 – 875; 3 – 930.

Таблица 5

Результаты регрессионного анализа зависимости стойкости резца ВК8 от твердости и структурных факторов после закалки и старения сплава ВТ6

№	Регрессионная модель	R	S*
1	$T = \frac{12,0226 \cdot 10^4}{D^{0,69} V^{2,82} S^{2,48} t^{0,89}}$	0,82	4
2	$T = \frac{2805,43}{b_{om}^{0,19} V^{2,88} S^{2,51} t^{1,04}}$	0,79	4
3	$T = \frac{2172,7}{d_{\alpha}^{0,03} V^{2,84} S^{2,46} t^{1,01}}$	0,78	4
4	$T = \frac{10,96 \cdot HRC^{1,19}}{V^{2,58} S^{2,52} t^{0,78}}$	0,91	3
5	$T = \frac{14,4 \cdot T_k^{0,22} \cdot T_{cm}^{1,26}}{V^{2,69} S^{2,44} t^{0,7} T_3^{0,33} \tau_{cm}^{0,2}}$	0,92	3,5

Примечание: * - статистическая ошибка.

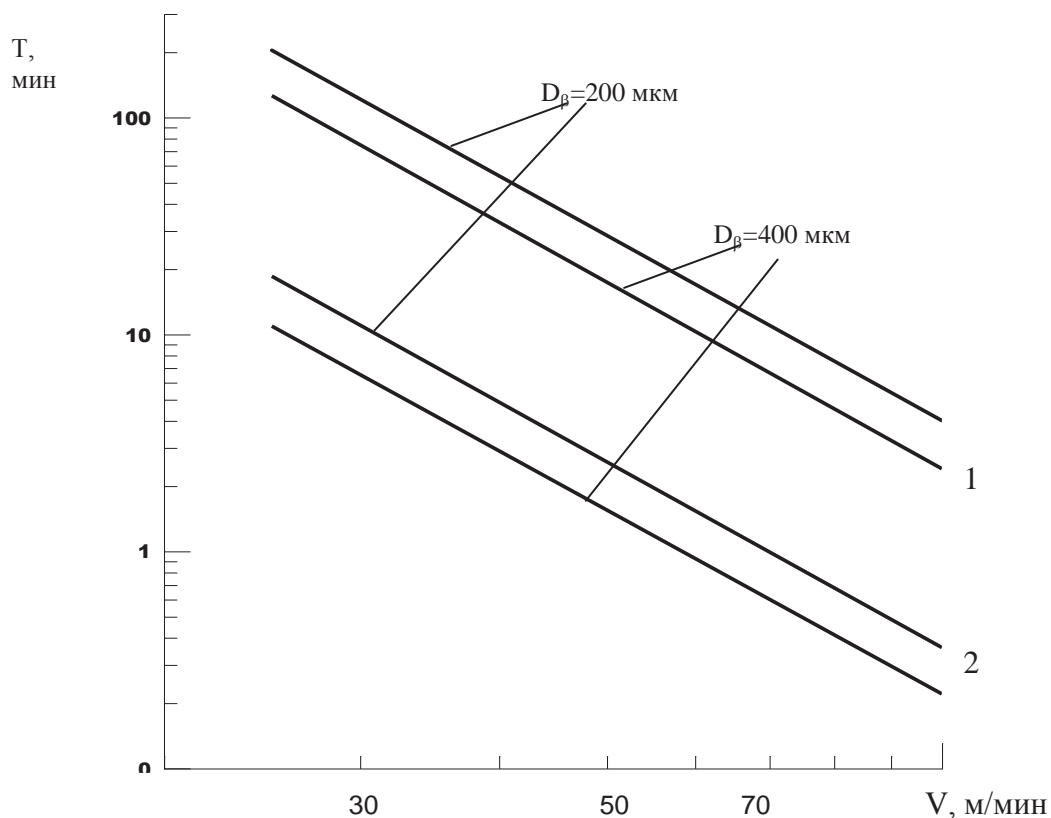


Рис.2. Зависимость стойкости резца ВК8 от скорости резания при точении сплава ВТ6 с различным размером β -зерна. Режимы резания: 1 – $S=0,1$ мм/об; $t=0,5$ мм; 2 – $S=0,2$ мм/об; $t=1,0$ мм; $h_3=0,3$ мм.

Подобный факт был отмечен в работе [12] при исследовании влияния термической обработки на обрабатываемость резанием жаропрочных никелевых сплавов. Авторы этой работы отмечают, что на обрабатываемость резанием в большей степени влияет изменение структуры сплавов, а не его прочностные характеристики. Так, снижение температуры нагрева под закалку, сопровождавшееся уменьшением размера зерна, обуславливает высокую стойкость резцов при точении жаропрочных сплавов после старения.

Статистический анализ зависимости стойкости резца от режимов ковки и упрочняющей термической обработки сплава ВТ6 показал, что температура ковки практически не влияет на стойкость резца (табл.5, модель № 5; табл.6). Повышение температуры нагрева под закалку сопровождается увеличением размера зерна, толщины α -пластин и оторочки по границам зерна, что, скорее всего, после старения обуславливает более низкие показатели обрабатываемости резанием образцов. Так, стойкость резца уменьшается с 102 до 90 мин соответственно для образцов, подвергнутых закалке с 800 и 930⁰С. С повышением температуры старения с 400 до 600⁰С стойкость резца увеличивается в 1,6 раза (с 102 до 169 мин при V=25 м/мин; S=0,21 мм/об; t=1,0 мм). Увеличение продолжительности старения с 1 до 6 часов способствует снижению стойкости в 1,5 раза (с 170 до 120 мин при тех же режимах резания).

Таблица 6

Стойкость резца ВК8 при точении образцов сплава ВТ6 после термической обработки

$T_k, ^\circ\text{C}$	$T_z, ^\circ\text{C}$	$T_{ст}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{ст}, \text{ч}$	$T,^* \text{ мин}$
950	800	400	1	102
1180	800	400	1	106
950	930	400	1	90
950	800	600	1	169
950	800	600	6	120

Примечание: * - при V=25 м/мин; S=0,21 мм/об; t=1,0 мм.

Заклучение

Проведенные исследования показывают, что, меняя режимы термической обработки, можно существенно влиять на обрабатываемость резанием сплава ВТ6. Черновые операции целесообразно проводить после закалки, а чистовые – после старения. При выборе оптимальных режимов термической обработки необходимо, чтобы они не выходили за пределы, установленные ТУ: $T_z=850-930 ^\circ\text{C}$, $T_{ст}=450-600 ^\circ\text{C}$, $\tau_{ст}=2-6 \text{ ч}$. Оптимальные для резания режимы термической обработки соответствуют следующим: $T_z=875 ^\circ\text{C}$, $T_{ст}=600 ^\circ\text{C}$, $\tau_{ст}=1 \text{ ч}$. В соответствии с требованиями технических

условий предпочтение следует отдать температуре нагрева под закалку 850-875 °С, температуре старения 600 °С, 2ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС – МАТИ, 2009. – 520 с.
2. Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / Ed. by R.Boyer, G.Welsch, E.W.Collings. – ASM International. The Material Information Society, 1994. – 1176р.
3. Технология производства титановых самолетных конструкций / Братухин А.Г., Колачев Б.А., Садков В.В. и др. – М.: Машиностроение, 1995. - 448 с.
4. Кривоухов В.А., Чубаров А.В. Обработка резанием титановых сплавов.- М.: Машиностроение, 1970.- 183 с.
5. Жучков Н.С., Беспехатный П.Д., Чубаров А.Д. Повышение эффективности обработки резанием заготовок из титановых сплавов. - М.: Машиностроение, 1989.- 152 с.
6. Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б. Влияние термической обработки на обрабатываемость резанием $\alpha+\beta$ - и псевдо β -титановых сплавов / Современное машиностроение: наука и образование: материалы 5-й Международной научно - практической конференции / под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.1052-1061. <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/1040-1051.pdf> (дата обращения: 05.04.2017)
7. Egorova Y.B., Mamonova F.S., Davidenko L.V. The substantiation of quenching and aging conditions of VT23 alloy ensuring enhanced machining //Titanium'99. Science and Technology. Proceedings of 9th World Conf. On Titanium, Saint-Petersburg, 7-11 June. - 1999. - V.3. - Pp.1675-1678.
8. Достижения в механической обработке титана и его сплавов за 50 лет/ Егорова Ю.Б [и др.]// Технология металлов.- 2015.- №10.- С. 2-10
9. Кулаичев А.П. Методы и средства комплексного анализа данных. М: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2006. - 512 с.
10. А.А.Ильин. Механизм и кинетика структурных и фазовых превращений в титановых сплавах. М.: Наука, 1994.- 304 с.
11. Полькин И.С. Упрочняющая термическая обработка титановых сплавов. М.: Металлургия, 1984 - 96 с.
12. Резание труднообрабатываемых материалов. Под ред. П.Г.Петрухи. М.: Машиностроение, 1972 - 175 с.

**DEVELOPMENT OF RECOMMENDATIONS FOR
MACHINABILITY OF Ti-6Al-4V TITANIUM ALLOY BY
OPTIMIZATION OF HEAT TREATMENT CONDITIONS**

^{1,3,4}MAI Stupinsky branch, Russia;
²Moscow polytechnical university, Russia.

Abstract

The results of studies on the effect of various heat treatment regimes on the structure, phase composition, mechanical properties and machinability of $\alpha + \beta$ -titanium alloy Ti-6Al-4V are generalized. It is shown that thermal treatment is an effective tool that determines the different machinability. Based on the conducted studies, recommendations for the machining of Ti-6Al-4V alloys after various heat treatment regimes have been prepared.

Key words: titanium alloys, heat treatment, structure, mechanical properties, machinability.

REFERENCES

- [1] Il'in A.A., Kolachev B.A., Polkin I.S. Titanium alloys. Composition, structure, properties. Moscow: VILS - MATI, 2009. - 520 p. (rus.)
- [2] Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / Ed. by R.Boyer, G.Welsch, E.W.Collings. – ASM International. The Material Information Society, 1994. –1176p.
- [3] Technology of production of titanium aircraft structures / Bratukhin A.G., Kolachev B.A., Sadkov V.V. and others - Moscow: Mashinostroenie, 1995. - 448 p. (rus.)
- [4] Krivorukhov V.A., Chubarov A.V. Machinability of titanium alloys.- M.: Engineering, 1970.- 183 p. (rus.)
- [5] Zhuchkov N.S., Bepakhotny P.D., A.D. Chubarov Improved machining workpieces made of titanium alloys. - M.: Engineering, 1989.-152 p. (rus.)
- [6] Egorova Yu.B., Davydenko L.V., Egorov E.N., Belova S.B. Effect of heat treatment on the machinability $\alpha + \beta$ - and pseudo- β -titanium alloys / Collected papers of the 6th International Scientific and Practical Conference "Modern machine building: science and education", St. Petersburg. Gos. Polytechnic. Un-tet, 30.06 - 01.07.2016, No. 5, p.1052-1061. (rus.) <http://www.mmf.spbstu.ru/mese/2016/1040-1051.pdf> (Date of circulation: 04/05/2017)
- [7] Egorova Y.B., Mamonova F.S., Davidenko L.V. The substantiation of quenching and aging conditions of VT23 alloy ensuring enhanced machining //Titanium'99. Science and Technology. Proceedings of 9th

World Conf. On Titanium, Saint-Petersburg, 7-11 June. - 1999. - V.3. - P.1675-1678.

- [8] Egorova Yu.B., Davidenko L.V., Egorov E.N., Babin S.V. Achievements in the machining of titanium and its alloys for 50 years // The technology of metals, 2015.- №10.- pp 2-10. (rus.)
- [9] Ilyin A.A. Mechanism and kinetics of structural and phase transformations in titanium alloys. Moscow: Nauka, 1994.- 304 p. (rus.)
- [10] Polkin I.S. Strengthening thermal treatment of titanium alloys. Moscow: Metallurgy, 1984 - 96 p. (rus.)
- [11] Rezanie trudnoobrabativalnykh materialov./ Petrukha P. G. [i dr.]. - M.: Mashinostroenie. -1972.- 175 p. (rus.)

В.В. Максаров¹, А.Д. Халимоненко²

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ РЕЖУЩЕЙ КЕРАМИКОЙ ТОЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН



¹Вячеслав Викторович Максаров,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)329-89-36, E-mail: maks78.54@mail.ru



²Алексей Дмитриевич Халимоненко
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)329-89-36, E-mail: khalim76@rambler.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы, касающиеся проблем, возникающих при механической обработке методом чистового фрезерования привалочных поверхностей деталей и направляющих станин инструментом, оснащенный режущей керамикой, на основе анализа требований, предъявляемых к качеству поверхностного слоя и современных технологий его обеспечения. Результаты исследований показали, что одним из путей повышения качества при чистовом фрезеровании привалочных поверхностей деталей машин и направляющих станин является определение работоспособности инструмента, оснащенного сменными пластинами из режущей керамики.

Ключевые слова: режущая керамика, работоспособность инструмента, фрезерование, качество обработки, привалочная поверхность.

Введение

Одним из значимых факторов в современном машиностроении является совершенствование технологии производства. Особенностью

современного производства является применение новых технологий и инструментальных материалов, которые, обладая высокими режущими свойствами, обеспечивают при этом необходимое качество обработки точных элементов деталей машин. К таким точным элементам деталей машин относятся привалочные поверхности, к которым предъявляются достаточно высокие требования по обеспечению необходимой точности размеров, параметров шероховатости поверхностей, требований к геометрической точности и их взаимному расположению. То же самое можно сказать и по отношению к таким важным узлам как направляющие станин станков. Наиболее актуальной данная проблема стоит перед станкостроительной и двигателестроительной отраслями машиностроения.

Например, одной из основных тенденций в двигателестроительной отрасли в последнее время является постоянная работа над увеличением таких параметров, как крутящий момент и мощность двигателя при одновременном снижении уровня потребления топлива и снижении выбросов в окружающую среду [1, 2].

При этом конструкторские изыскания и принимаемые решения определяются, прежде всего, существующими технологиями и материалами, как в части изготовления деталей, так и в осуществлении сборочного процесса, особенно при сопряжении деталей. Данный фактор накладывает достаточно строгие требования не только к уплотняющим элементам, закладываемым в конструкцию, но и к механической обработке сопрягаемых поверхностей [1, 2].

Наиболее характерным представителем узлов, где имеются привалочные поверхности, являются головки блока цилиндров. Как показывает практика, отливки для производства заготовок блоков цилиндров за последнее время становятся все более легкими, что приводит, в конечном итоге, к уменьшению жесткости и прочности данного узла, что накладывает повышенные требования к последующей механической обработке резанием его поверхностей [4].

Таким образом, возможными направлениями решениями имеющихся проблем, возникающих при совершенствовании технологии производства подобных узлов и деталей, с одной стороны являются применяемые материалы, а с другой – новые технологии, используемые при изготовлении и механической обработке деталей.

Одними из основных материалов, используемых для производства блоков цилиндров, являются серые и высокопрочные чугуны, поэтому блок цилиндров является цельнолитой деталью двигателя и должен в процессе своей эксплуатации воспринимать все динамические нагрузки, возникающие при работе подвижных деталей. Помимо этого блок цилиндров воспринимает как монтажные нагрузки от затягивания болтов,

так и термические (множественность и неравномерность циклов нагрева-охлаждения) [1, 2, 4].

К конструкции корпуса предъявляются требования по прочности и жесткости, технологичности, уменьшению материалоемкости при обеспечении прочности и жесткости, виброакустическим характеристикам [4].

Герметичность соединения деталей блока цилиндров определяет его газо- и водонепроницаемость и исключение протечек рабочих сред. При недостаточно качественной механической обработке привалочной поверхности возможны утечки сред, которые могут полностью вывести двигатель из строя.

Как показывает практика, факторами, способствующими разгерметизации соединения деталей блока цилиндров являются дефекты, выраженные в отклонениях от заданных параметров шероховатости поверхностей, плоскостности и волнистости [4]. Шероховатость привалочной поверхности должна быть не ниже $Ra = 0,8...1,6$ мкм, отклонения по плоскостности не должны превышать 0,03 мм на длине 100 мм, отклонения по параллельности не должны превышать 0,06 мм на длине 100 мм (рис. 1).

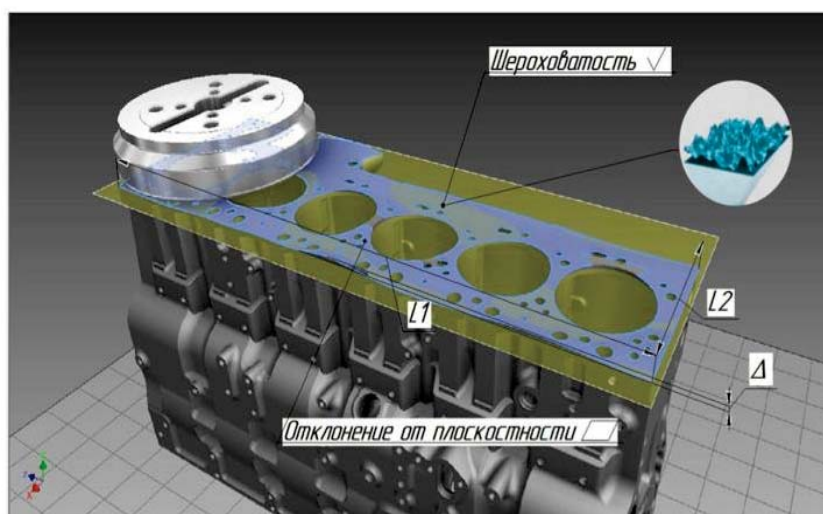


Рис. 1. Отклонения геометрических параметров привалочной поверхности блока цилиндров

Сходные требования по точности предъявляются при изготовлении и к таким узлам как направляющие станин станков. Это объясняется тем, что от точности изготовления направляющих зависит качество общей сборки и точность работы станка, а так же его долговечность. Особое внимание при изготовлении направляющих уделяется их прямолинейности и параллельности поверхностей (в пределах 0,02 мм на длине 1000 мм для

станков нормальной точности и 0,002 мм на длине 1000 мм для прецизионных станков), неперпендикулярности поверхностей (0,01...0,02 мм на длине 1000 мм), шероховатость поверхностей ($Ra = 0,4...0,8$ мкм для станков нормальной точности и $Ra = 0,1...0,2$ мкм для прецизионных станков) [3].

Практически идентичные требования к качеству обработки привалочных поверхностей и направляющих диктуют необходимость схожей технологии их изготовления. Действительно, анализ технологических процессов изготовления подобных элементов показал, что необходимое качество механической обработки последовательно достигается за счет предварительной обработки методом фрезерования с последующим чистовым (тонким) фрезерованием или шлифованием. Причем окончательная обработка методом шлифования не рекомендуется, так как возникает вероятность появления больших внутренних напряжений и таких дефектов поверхностного слоя как микротрещины, прижоги и шаржирование [3, 6].

Таким образом, наиболее оптимальной является следующая технология: черновое, получистовое и чистовое (тонкое) фрезерование, причем последнее рекомендуется выполнять фрезами, оснащенными сменными пластинами из режущей керамики, которые обеспечивают необходимое качество обработки при высочайшей производительности обработки. Тем не менее, и у такой технологии имеется недостаток – низкая стабильность режущей керамики при прерывистом резании, приводящая к раннему выходу из строя и потере работоспособности не только отдельной режущей пластины, но и всего инструмента в целом [5, 6, 10, 11]. При потере одной из керамических пластин фрезы ресурс работоспособности, нагрузка на остальные пластины, обладающие большим ресурсом мгновенно возрастает, и весь инструмент быстро выходит из строя, что немедленно приводит к потере качества обработки [8]. Отсюда следует, что задачей данного исследования является определение работоспособности каждой керамической пластины для того, чтобы производить установку во фрезы таких керамических пластин, работоспособность которых находится на одном уровне.

Материалы и методы исследований

Режущая керамика является относительно новым инструментальным материалом, исследование и обоснование практики применения которого можно квалифицировать как перспективное направление в изучении обработки металлов резанием [6, 9]. Режущая керамика отличается от прочих материалов более высокой прочностью, пониженными хрупкостью

и склонностью к возникновению трещин, обладая при этом высокими режущими свойствами [5, 6].

Не смотря на высокие режущие свойства, керамика, как инструментальный материал обладает еще одним недостатком – низкой стабильностью при обработке. Данный фактор обусловлен различиями в параметрах микроструктуры отдельных керамических пластин, получаемых еще на стадии их изготовления. Определение и обоснование этих параметров, а значит и режущих свойств инструмента, дает четкую картину наиболее рационального использования режущей керамики [5, 9].

Известно, что на работоспособность режущей керамики в первую очередь влияют такие параметры микроструктуры, как количество карбидных зерен и их средний диаметр (рис. 2), а так же пористость материала. Керамические пластины, обладающие более мелкозернистой структурой (средний размер зерен 1,2...1,5 мкм) и меньшим процентом пористости (около 8%) имеют большую работоспособность по сравнению с керамическими пластинами, у которых структура состоит из зерен большого диаметра (средний размер зерен 1,9...2,5 мкм) и имеется сравнительно большой процент пористости (около 12%) [5, 7].

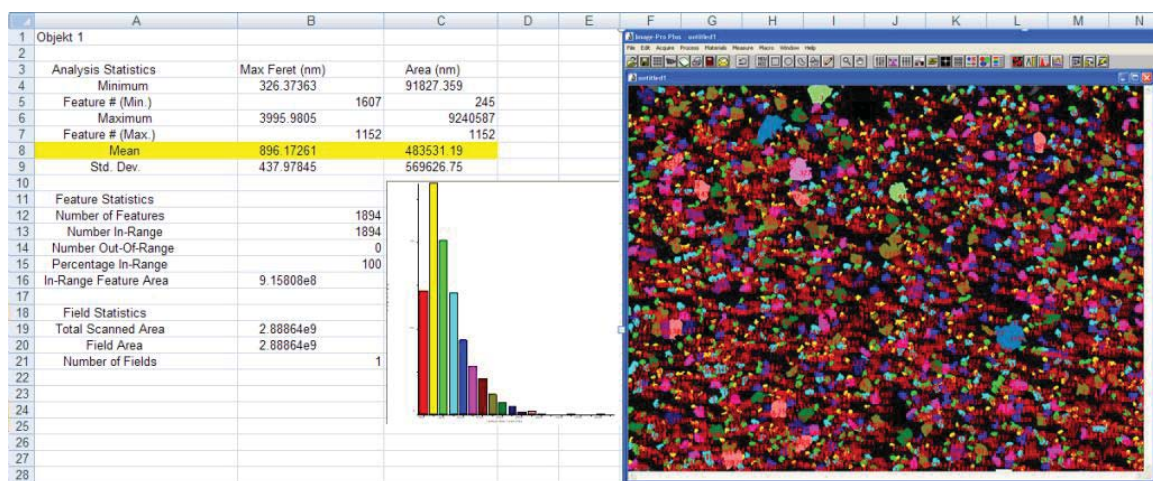


Рис. 2. Микроструктура оксидно-карбидной керамики марки ВОК-63

Для того, чтобы осуществить подбор пластин со сравнительно одинаковыми микроструктурными параметрами и, соответственно, с одинаковыми критериями работоспособности для оснащения ими фрезерного инструмента для проведения дальнейших исследований, был использован метод определения их работоспособности, основанный на измерении величины удельного электрического сопротивления керамических пластин. Поскольку режущие керамические пластины обладают определенной величиной удельного электрического сопротивления, то появляется возможность фактического определения работоспособности инструмента, оснащенного оксидно-карбидной

режущей керамикой, зависящей от ее микроструктурных параметров, за счет корреляционной зависимости величины удельного электрического сопротивления керамики от параметров микроструктуры материала [5].

Керамические пластины с более крупной микроструктурой обладают величинами удельного электрического сопротивления близкими к $R = 10 \Omega$, а керамические пластины с более мелкой микроструктурой имеют параметры удельного электрического сопротивления близкими к $R = 100 \Omega$ (рис. 3) [5, 6].

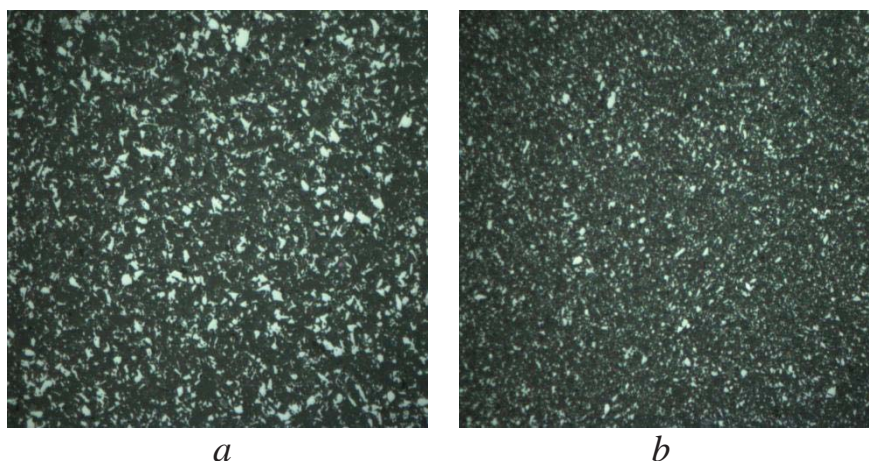


Рис. 3. Микроструктура режущей керамической пластины с различными величинами удельного электрического сопротивления:
а – микроструктура пластины с $R = 10 \Omega$,
b – микроструктура пластины с $R = 100 \Omega$

При помощи предложенной схемы определения работоспособности керамических пластин делается выборка этих пластин таким образом, чтобы значения удельного электрического сопротивления группы пластин находились бы в установленных пределах [5, 6].

Для анализа работоспособности режущего многолезвийного инструмента, оснащенного керамическими пластинами, были выбрана торцевая фреза (рис. 4), которую оснастили однотипными сменными многогранными пластинами из оксидно-карбидной режущей керамики марки ВОК-63 с параметрами удельного электрического сопротивления, имеющими сходное значение (в пределах $R = 75 \dots 100 \Omega$).



Рис. 4. Торцевая фреза, оснащенная сменными керамическими пластинами с учетом их микроструктурных параметров

Данный диапазон параметров удельного электрического сопротивления керамических пластин позволил им находиться в одной группе по своим микроструктурным параметрам, а значит и по параметрам работоспособности [8, 10, 11].

При проведении испытаний были выбраны рекомендованные режимы чистовой обработки, принятые для стандартной технологии изготовления привалочных поверхностей головок блоков цилиндров (скорость резания $v = 800$ м/мин, подача $S = 0,01$ мм/об., глубина резания $t = 0,1$ мм). Проверке подвергалась не только работоспособное состояние инструмента, но и качество обработанной привалочной поверхности заготовки.

Результаты исследований

Была проведена серия опытов, при которых фреза, оснащенная керамическими пластинами со сходными параметрами удельного электрического сопротивления (группа пластин с $R = 75 \dots 100 \Omega$), показала следующие результаты устойчивости процесса обработки методом фрезерования:

- фактический пройденный инструментом путь без потери качества обработки составил $l = 32$ м, после чего произошло резкое ухудшение шероховатости обрабатываемой поверхности и выход за пределы поля допуска обрабатываемого элемента,

- фактический период стойкости инструмента, когда он мог работать без потери качества составил $T = 35,6$ мин.

После завершения обработки каждая из пластин была исследована для определения ее износа. Наиболее изношенными (вплоть до разрушения) оказались пластины с минимальными значениями удельного электрического сопротивления (предварительно каждая пластина была промаркирована, что облегчило их идентификацию).

Исследование обработанной привалочной поверхности показало, что до достижения инструментом предельного значения работоспособности, качество обработки находилось в пределах, достаточных для деталей данного типа – шероховатость поверхности оказалась не ниже $R_a = 1,6$ мкм, отклонения по плоскостности не превышали 0,03 мм на длине 100 мм (рис. 5).

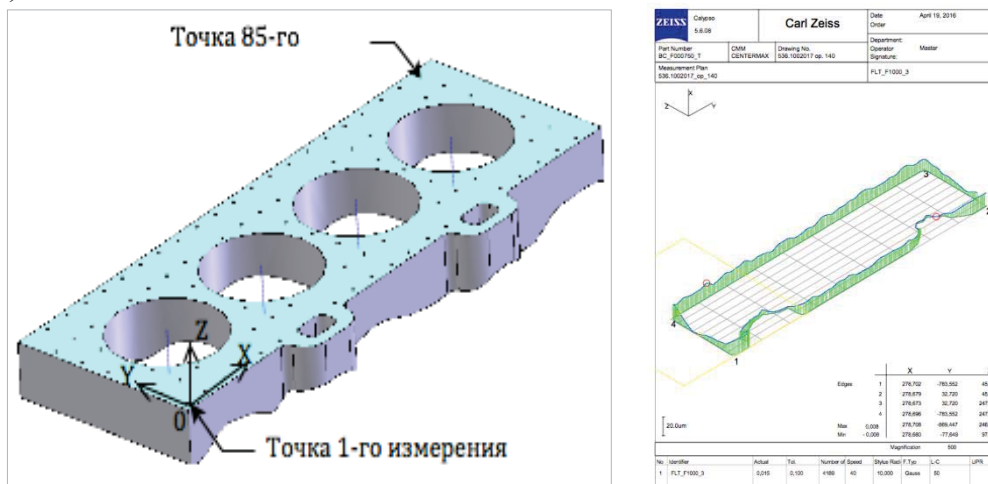


Рис. 5. Результаты измерения плоскостности привалочной поверхности блока цилиндров

Для того, чтобы оценить, насколько важно рационально оснащать фрезы пластинами со сходными критериями работоспособности, была проведена вторая серия опытов. Инструмент, как и в первом случае, был оснащен керамическими пластинами с параметрами удельного электрического сопротивления, имеющими сходное значение (в пределах $R = 75 \dots 100 \Omega$), кроме последней позиции, для которой предусматривалась установка керамической пластины, параметр удельного электрического сопротивления, и, таким образом, работоспособности, резко выделялся среди представителей группы.

Данный диапазон параметров удельного электрического сопротивления керамических пластин позволил им находиться в одной группе по своим микроструктурным параметрам, а значит и по параметрам работоспособности, а последняя пластина имела значение удельного электрического сопротивления равное $R = 10 \Omega$. Ее прогнозируемая работоспособность была значительно меньше, чем у остальных пластин. Каждая из пластин была промаркирована для исключения ошибки в определении работоспособности.

Фреза, оснащенная керамическими пластинами с различными параметрами работоспособности, показала следующие результаты при идентичных параметрах обработки:

- пройденный инструментом путь без потери качества обработки составил $l = 20,5$ м, после чего произошло резкое ухудшение шероховатости обрабатываемой поверхности и выход за пределы поля допуска обрабатываемого элемента,

- фактический период стойкости инструмента, когда он мог работать без потери качества составил $T = 22,7$ мин.

После завершения обработки каждая из пластин была исследована для определения ее износа.

Наиболее изношенной (разрушенной) оказалась пластина с минимальным значением удельного электрического сопротивления $R = 10 \Omega$.

Следует отметить, что износ и последующее разрушение наиболее «малоомной» керамической пластины повлекли за собой резкую интенсификацию износа и разрушения пластин с большими значениями удельного электрического сопротивления (а, значит, и большими значениями работоспособности).

Заключение

Таким образом, можно сделать вывод, что оснащение фрезы сменными керамическими пластинами со значениями удельного электрического сопротивления, относящимися к одной группе, может не только стабилизировать процесс фрезерования, но и существенным образом повысить работоспособность инструмента, увеличив период его стойкости, что обеспечит требуемое качество обрабатываемых поверхностей заготовок деталей машин. Исходя из этого, для принятой технологии изготовления привалочных поверхностей блока цилиндров методом тонкого фрезерования рекомендуется оснащать многолезвийный режущий инструмент такими керамическими пластинами, критерии работоспособности которых находятся в одной группе.

Поскольку технология изготовления направляющих станин фактически идентична технологии изготовления привалочных поверхностей блока цилиндров, то и на нее распространяются предложенные рекомендации по выбору керамического режущего инструмента для обработки.

Для увеличения ресурса работоспособности инструмента, оснащенного режущей керамикой, повышения производительности обработки и обеспечения требуемых показателей качества желательно производить установку в инструмент таких керамических пластин, значения удельного электрического сопротивления которых приближается к $R = 10 \Omega$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Некрасов В.Г. Некоторые пути совершенствования отечественных ДВС / Автомобильная промышленность – М.: Машиностроение, 2006, 10, С. 9-12.
2. Максаров В.В., Рахманкулов Р.Р. Технология обеспечения качества геометрических параметров при обработке привалочной поверхности блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания / Качество и жизнь - М.: Академия проблем качества, 2016, 3(11), С. 61-65.
3. Минаков А.П., Юшкевич Н.М., Камчицкая И.Д., Ильюшина Е.В., Зайцев Д.Л. Анализ способов повышения износостойкости направляющих станин металлорежущих станков / Вестник Белорусско-Российского университета – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2016, 3(52), С. 40-50.
4. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н.Д. Чайнов и др., под. ред. Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008, 496 с.
5. Халимоненко А.Д., Рахманкулов Р.Р. Оценка режущих свойств керамического инструмента. Сборник трудов IV Международной научно-практической конференции «Инновации на транспорте и в машиностроении» - СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2016, С. 148-150.
6. Maksarov V., Khalimonenko A., Timofeev D. Machining quality when lathing blanks with ceramic cutting tools / Agronomy Research, 2014, 12(1), Pp. 269-278.
7. Maksarov V., Khalimonenko A., Olt J. Effect of porosity on the performance of cutting ceramics / Agronomy Research, 2016, 14(SI1), Pp. 1043-1052.
8. Olt J., Madissoo M., Maksarov V. Dynamic stabilization of technological systems for processing edge cutting through local metastability USB Proceedings / IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing, Tampere, Finland, 25th-27th May, 2012 Tampere Hall, 2012. Pp. 6-12.
9. Маргулес А.У. Резание металлов керметами – М.: Машиностроение, 1980, 160 с.
10. Максаров В.В., Шведов Н.Г. Автоматизация и управление процессом многолезвийной механической обработки на основе динамического моделирования технологической системы. - СПб.: Металлообработка, 2007, 6(42), С. 36-41.

11. Васильков Д.В., Вейц В.Л., Шевченко В.С. Динамика технологической системы механической обработки. – СПб.: ТОО «Инвентекс», 1997, 230 с.

V.V. Maksarov, A.D. Khalimonenko

QUALITY ASSURANCE AT MILLING OF CUTTING CERAMIC ACCURACY ELEMENTS OF UNITS AND PARTS OF MACHINES

Saint-Petersburg Mining University, Russia

Abstract

The article deals with the problems concerning the problems arising during mechanical machining by the method of finishing milling of the bogie surfaces of parts and guide benches with tools equipped with cutting ceramics on the basis of an analysis of the requirements imposed on the quality of the surface layer and modern technologies for its provision. The results of the research showed that one of the ways to improve the quality in finishing milling surfaces of machine parts and guide rails is to determine the operability of a tool equipped with replaceable plates of cutting ceramics.

Key words: cutting ceramics, tool performance, milling, machining quality, surface area

НЕОПРЕДЕЛЕННОСТЬ ИЗМЕРЕНИЙ НА ЭТАЛОННОМ ПРИБОРЕ С СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ



¹Степанов Сергей Сергеевич, инженер
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 591-66-61, E-mail: stepanov.sergey.koi@gmail.com



²Сергей Николаевич Степанов, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 591-66-61, E-mail: Stepanov56@mail.ru

Аннотация

Рассмотрены вопросы, связанные с погрешностью поверки ручного измерительного инструмента и неопределенностью измерений на эталонном приборе с автоматической системой управления. Представлены результаты расчета неопределенности измерений и рекомендации по применению данного эталонного прибора.

Ключевые слова: прибор, точность измерений, стандартная неопределенность, расширенная неопределенность, ручной инструмент, эталонный прибор, погрешность позиционирования.

Введение

В последнее время усилился процесс экономической и научной интеграции международного сообщества [1, 2]. Важным элементом этого процесса является гармонизация стандартов и других нормативных документов, в том числе в области метрологии, с целью устранения барьеров в торговом, промышленном, научном и культурном сотрудничестве.

В 1993 году под эгидой семи международных организаций:

- Международного бюро мер и весов,
- Международной электрической комиссии,

- Международной организации по стандартизации,
- Международной организации законодательной метрологии,
- Международного союза по чистой и прикладной химии,
- Международного союза по чистой и прикладной физике,
- Международной федерации клинической химии

был издан документ «Руководство по выражению неопределенности измерения».

Принципы этого Руководства [3] предназначены для использования в широком спектре измерений, включая те, которые требуются, для:

- поддержания контроля качества и обеспечение качества в процессе производства;
- согласованности законов и регулирующих актов;
- проведения фундаментальных и прикладных исследований и разработок в науке и технике;
- эталонов и приборов для калибровки и испытаний по всей национальной системе измерений для обеспечения единства измерений и связи с национальными эталонами;
- разработки, поддержание и сличения международных и национальных эталонов единиц физических величин, включая стандартные образцы веществ и материалов.

Руководство приобрело статус неформального международного стандарта.

Учитывая тот факт, что Россия активно участвует в процессе интеграции международного сообщества, остро стоит вопрос о гармонизации отечественных стандартов, в том числе в области метрологии, с международными нормативными документами. Так в 2012 году введен в действие национальный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 54500.3-2011 /Руководство ИСО/МЭК 98-3:2008 Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерения.

Цель данной научной работы является расчет неопределенности измерений на эталонном приборе М 1000 с системой автоматического управления. Эталонный прибор М 1000 с системой автоматического управления разработан на кафедре «Технология машиностроения» Санкт-Петербургского университета Петра Великого. Прибор предназначен для поверки широко распространенного на машиностроительных предприятиях ручного измерительного инструмента.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить факторы, влияющие на неопределенность измерений;
- провести оценку измеряемой величины;
- вычислить суммарную стандартную неопределенность;
- вычислить расширенную неопределенность измерений.

Исследуемый прибор имеет система управления с обратной связью по положению измерительной каретки прибора. Данная система наиболее полно удовлетворяет требованиям по точности позиционирования измерительной каретки прибора, а также позволяет контролировать положение в реальном режиме времени.

Сервопривод данной системы состоит из шагового двигателя с встроенным редуктором и шариковой винтовой пары. Шаговый двигатель позволяет обеспечить достаточно высокую точность углового поворота выходного вала, а встроенный редуктор обеспечивает достаточную мощность на выходном валу. Шариковая винтовая пара благодаря предварительному натягу обеспечивает высокую жёсткость передачи и малую зону нечувствительности при реверсе.

Для обеспечения точности позиционирования измерительной каретки система снабжена линейным датчиком обратной связи. Применение линейного датчика в отличие от кругового позволяет выполнять прямые измерения положения каретки, что повышает точность позиционирования [3, 5].

Система состоит из: управляющего компьютера где находится программа управления прибором, контроллера, который преобразует сигналы управления в управляющие импульсы, шагового двигателя, шариковая винтовая пара, которая преобразует вращательное движение винта в поступательное движение измерительной каретки и линейного датчика обратной связи.

При применении автоматической системы управления измерительная каретка с помощью силового привода автоматически воспроизводит движение, заданное управляющим устройством в данном случае персональным компьютером. Сигнал управления вырабатывается контроллером, получающим информацию о требуемом положении измерительной каретки от РС и о ее действительном положении от датчика обратной связи. Сигнал управления является разностным сигналом, характеризующим соответственно заданное и действительное перемещение измерительной каретки [4].

Основной погрешностью прибора будет погрешность позиционирования [1]. Величину погрешности позиционирования Δ определяют методом статистической оценки. Погрешность позиционирования Δ складывается из погрешностей отдельных устройств, входящих в состав прибора:

$\Delta_{\text{э}}$ – погрешность электронных блоков;

$\Delta_{\text{дв}}$ – погрешность двигателя;

$\Delta_{\text{к}}$ – кинематическая погрешность;

$\Delta_{\text{г}}$ – геометрическая погрешность;

$\Delta_{\text{дизм}}$ – погрешность датчика линейных перемещений.

Для проведения экспериментальных исследований по определению неопределенности измерений необходима специальная установка, состоящая из испытуемого прибора и эталонного средства измерения. В качестве

эталонного средства измерения будем использовать лазер-интерферометр (излучатель и интерферометр), а также оптический отражатель и средства для установки и закрепления измерительной системы. На данной установке проводились многократные измерения погрешности позиционирования и по результатам вычислялась неопределенность измерений.

Неопределенность измерений: Параметр, связанный с результатом измерений и характеризующий рассеяние значений, которые могли бы быть обоснованно приписаны измеряемой величине;

Стандартная неопределенность (u): Неопределенность результата измерений, выраженная в виде среднего квадратического отклонения (СКО);

Суммарная стандартная неопределенность (u_c): Стандартная неопределенность результата измерений, полученного через значения других величин, равная положительному квадратному корню суммы членов, причем члены являются дисперсиями или ковариациями этих других величин, взвешенными в соответствии с тем, как результат измерений изменяется при изменении этих величин;

Расширенная неопределенность (U): Величина, определяющая интервал вокруг результата измерений, в пределах которого, как можно ожидать, находится большая часть распределения значений, которые с достаточным основанием могли бы быть приписаны измеряемой величине.

Измеряемую величину Y определяют как [8]

$$Y=f(X_1\dots X_m) \quad (1)$$

где X_1, \dots, X_m - входные величины непосредственно измеряемые или другие величины, влияющие на результат измерения;

Основным количественным выражением неопределенности измерений является стандартная неопределенность u .

Основным количественным выражением неопределенности измерений, при котором результат определяют через значения других величин, является суммарная стандартная неопределенность u_c .

В тех случаях, когда это необходимо, вычисляют расширенную неопределенность U по формуле

$$U=k \cdot u_c \quad (2)$$

где k - коэффициент охвата (числовой коэффициент, используемый как множитель при суммарной стандартной неопределенности для получения расширенной неопределенности).

Во многих практических случаях [7] при вычислении неопределенностей результатов измерений делают предположение о нормальности закона распределения возможных значений измеряемой величины и полагают: $k =$

2 при $p \approx 0,95$ и $k = 3$ при $p \approx 0,99$.

Вычисляем стандартную неопределенность по типу А - путем статистического анализа результатов многократных измерений. Исходными данными для вычисления u_a являются результаты многократных измерений: X_{i1}, \dots, X_{in_i} (где $i = 1, \dots, m$; n_i - число измерений i -й входной величины).

Стандартную неопределенность $u_a(x_i)$ измерений i -й входной величины, при которых результат определяют как среднее арифметическое, вычисляем по формуле [3]

$$u_a(x_i) = \sqrt{\frac{1}{n_i(n_i-1)} \sum_{q=1}^{n_i} (X_{iq} - \bar{X}_i)^2} \quad (3)$$

где $\bar{X}_i = \frac{1}{n_i} \sum_{q=1}^{n_i} X_{iq}$ - среднее арифметическое результатов измерений i -й входной величины.

Вычисляем стандартную неопределенность по типу В - используем данные изготовителя эталонного прибора лазерного интерферометра и результаты его поверки, а также данные на прибор М 1000.

Неопределенности этих данных обычно представляют в виде границ отклонения значения величины от ее оценки. Наиболее распространенный способ формализации неполного знания о значении величины заключается в постулировании равномерного закона распределения возможных значений этой величины в указанных (нижней и верхней) границах для i -й входной величины. Применительно к нашему случаю это будут $u_e(R_a)$ и $u_e(R_B)$ дискретность отсчета прибора М 1000 и лазерного интерферометра и предел допустимой абсолютной погрешности лазерного интерферометра $u_e(R_l)$.

Далее вычисляем суммарную стандартную неопределенность u_c по формуле.

$$u_c = \sqrt{u_a(X_i)^2 + u_B(R_a)^2 + u_B(R_B)^2 + u_B(R_l)^2} \quad (4)$$

где $u_a(X_i)$ - стандартная неопределенность типа А, мкм. вычисляемая по формуле (3).

$u_B(R_a) = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{R_a}{2}$ - стандартная неопределенность от дискретности отсчета прибора М 1000;

$u_B(R_B) = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{R_B}{2}$ - стандартная неопределенность от дискретности отсчета лазерного интерферометра;

$u_B(R_l) = \frac{R_l}{3}$ - стандартная неопределенность от предела допустимой абсолютной погрешности лазерного интерферометра.

Вычисляем расширенную неопределенность U по формуле

$$U = k u_c \quad (5)$$

Бюджет неопределенности

Входные величины	Стандартные неопределенности входных величин, мкм	Тип неопределенности	Вклад неопределенности.
Среднее значение абсолютной погрешности	11,3	A	0,22
Дискретность М 1000	0,1	B	0,029
Дискретность лазерного интерферометра	0,01	B	0,003
Предел допустимой абсолютной погрешности лазерного интерферометра	0,5	B	0,167
Суммарная стандартная неопределенность абсолютной погрешности u_c , мкм			0,278
Расширенная неопределенность абсолютной погрешности U с вероятностью 0,95			0,56

Заключение

Как видно из результатов расчетов (табл. 1) расширенная неопределенность измерений на эталонном приборе для поверки ручного инструмента составляет достаточно малую величину по сравнению с допустимой абсолютной погрешностью поверяемых приборов [1,2]. Поэтому данный прибор М 1000 может применяться для поверки ручного инструмента: штангенциркулей, микрометров, нутромеров, измерительных скоб и другого аналогичного инструмента для линейно-угловых измерений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Метрологическое обеспечение производства, Учебник / Любомудров С. А., Степанов С. Н., Тарасов С. Б — Санкт-Петербург, СПбПУ, 2008
2. Методы и средства измерения в машиностроении Учеб. пособие / С.А. Любомудров, Т.А. Макарова, С.Б. Тарасов. — Санкт-Петербург, СПбГПУ. 2011
3. Тишков А.А., Степанов С.С. Повышение эффективности поверки ручного инструмента за счет применения нового эталонного прибора. Научный форум с международным участием «Неделя науки СПбПУ»: материалы научно-практической конференции. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. Ч. 2. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015. – 432 с.

4. Степанов С.С., Степанов С.Н. Применение системы автоматического управления в приборах для линейно-угловых измерений. Научный форум с международным участием «Неделя науки СПбПУ»: материалы научно-практической конференции. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. Ч. 1. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015. – 344 с.
5. Степанов С.С., Тарасов С.Б. Эталонный прибор для поверки 2х точечных средств измерений. Неделя науки СПбПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. Ч. 1. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2014. – 366 с.
6. Современные технологии с использованием оборудования с ЧПУ / Четвериков И.А. — Издательство СПбГПУ, 2011
7. Чуновкина А.Г. Погрешность измерения, неопределенность измерения и неопределенность измеряемой величины. «Измерительная техника», М., 2000, № 7.
8. РМГ 43-2001 ГСИ. Применение «Руководства по выражению неопределенности измерений».
9. Современный станок с ЧПУ и САД/САМ-система. /Ловыгин А. А., Тетеровский Л. В. – М.: ДМК Пресс, 2012.
10. Глухов В.И. Расчет точности измерительных устройств. Учебное пособие. Новосибирск: НИСИ, 1977.
11. Марков Н.Н., Ганевский Г.Н. Конструкция и эксплуатация контрольно-измерительных инструментов и приборов. М.: Машиностроение. 1993.
12. Координатно-измерительные машины, автоматы, приборы размерного контроля. М.: ЦНИТИ, 1992.
13. ГОСТ 9038-90. Меры длины концевые плоскопараллельные. Технические условия. М.: Изд-во. ИПК издательство стандартов. 1990.

S.S.Stepanov, S.N.Stepanov

UNCERTAINTY OF MEASUREMENTS ON THE REFERENCE DEVICE WITH SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The questions connected with a margin error checkings of the hand-measuring tool and uncertainty of measurements on the reference device with an automatic control system are considered. It is presented results of calculation of

uncertainty of measurements and the recommendation about use of this reference device.

Key words: device, accuracy of measurements, standard uncertainty, expanded uncertainty, hand tool, reference device, positioning error.

REFERENCES

- [1] Metrologicheskoe obespechenie proizvodstva. Uchebnik/ Lubomudrov S.A., Stepanov S.N., Tarasov S.B. – Sankt- Peterburg, SPbGPU, 2008
- [2] Metody I sredstva izmereniya v mashinostroenii. Uchebnoe posobie / S.A. Lubomudrov, T.A. Makarova, S.B. Tarasov.– St.Peterburg, SPbGPU. 2011
- [3] Tishkov A.A., Stepanov S.S. Povyszenie jeffektivnosti poverki ruchnog instrumenta za schet primenenija novogo jetalonnogo pribora. Nauchnyj forum s mezhdunarodnym uchastiem «Nedelja nauki SPbPU»: materialy nauchno-prakticheskoy konferencii. Institut metallurgii, mashinostroenija i transporta SPbPU. Ch. 2. – SPb.: Izd-vo Politehn. Un-ta, 2015. – 432 s.
- [4] Stepanov S.S., Stepanov S.N. Primenenie sistemy avtomaticheskogo upravlenija v priborah dlja linejno-uglovyyh izmerenij. Nauchnyj forum s mezhdunarodnym uchastiem «Nedelja nauki SPbPU»: materialy nauchno-prakticheskoy konferencii. Institut metallurgii, mashinostroenija i transporta SPbPU. Ch. 1. – SPb.: Izd-vo Politehn. Un-ta, 2015. – 344 s.
- [5] Stepanov S.S., Tarasov S.B. Jetalonnij pribor dlja poverki 2h tochechnyyh sredstv izmerenij. Nedelja nauki SPbPU: materialy nauchno- prakticheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem. Institut metallurgii, mashinostroenija i transporta SPbGPU. Ch. 1. – SPb.: Izd-vo Politehn. Un-ta, 2014. – 366 s.
- [6] Sovremennye tehnologii s ispol'zovaniem oborudovanie s ChPU / Chetverikov I.A. — Izdatel'stvo SPbGPU, 2011
- [7] Chunovkina A. G. A measurement error, uncertainty of measurement and uncertainty of the measured size. "The measuring equipment", M., 2000, No. 7.
- [8] RMG 43-2001 GSI. Application of "Guide to expression of uncertainty of measurements".
- [9] Sovremennij stanok s ChPU i CAD/CAM-sistema. /Lovygin A.A., Teverovskij L. V. – M.: DMK Press, 2012.
- [10] Gluhov V.I. Raschet tochnosti izmeritel'nyh ustrojstv. Uchebnoe posobie. Novosibirsk: NISI, 1977.
- [11] Markov N.N., Ganevskij G.N. Konstrukcija i jekspluatacija control no izmeritel'nyh instrumentov i priborov. M.: Mashinostroenie. 1993.
- [12] Koordinatno-izmeritel'nye mashiny, avtomaty, pribory razmernogo kontrolja. M.: CNITI, 1992.
- [13] GOST 9038-90. Mery dliny koncevye ploskoparallel'nye. Tehnicheskie uslovija. M.: Izd-vo. IPK izdatel'stvo standartov. 1990.

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

ГОРЯЧАЯ СФЕРОДВИЖНАЯ ШТАМПОВКА РАСКАТНЫМ ВАЛКОМ С ПЕРЕМЕННЫМ УГЛОМ НАКЛОНА



¹ Леонид Борисович Аксенов, д.т.н., профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург,
195251, Россия. Тел. +7 921 931 6786,
E-mail: l_axenov@mail.spbstu.ru.



²Сергей Николаевич Кункин, к.т.н., доцент, Санкт-
Петербургский политехнический университет Петра
Великого.
ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург,
195251, Россия. Тел. (812) 552-9530
E-mail: kunkin@spbstu.ru

Аннотация

В работе представлена новая технология сферодвижной штамповкой осесимметричных деталей, когда процесс ограничен потерей устойчивости заготовки. Предложено раскатку прутковой заготовки осуществлять коническим валком с профилем, изготавливаемой детали. При этом наклон валка изменяется в процессе раскатки. Приведены результаты компьютерного моделирования технологии. Рассмотренная технология особенно эффективна в мелкосерийном производстве осесимметричных деталей с массивными фланцами из прутковых заготовок.

Ключевые слова: сферодвижная штамповка, устойчивость заготовки, осесимметричные детали с фланцем, конический валок, компьютерное моделирование.

Введение

В различных отраслях промышленности используется большое количество деталей типа фланцев. Номенклатура этих деталей весьма

многообразна и регламентируется различными стандартами, как в нашей стране, так и за рубежом. Производство фланцевых деталей осуществляется по различным технологиям, но большинство из них не отличаются высоким коэффициентом использования металла.

В машиностроении используется широкая номенклатура осесимметричных деталей с массивной фланцевой частью, схожих по конфигурации (Рис. 1). Для деталей этого типа очень часто используются сплавы цветных металлов, в частности, бронзы безоловянные. Указанные материалы обладают малой пластичностью и в холодном состоянии допускают только незначительную деформацию без разрушения, недостаточную для формообразования деталей требуемой форм. Литые заготовки для данных деталей не могут использоваться из-за специальных требований по механическим свойствам и пористости. Традиционная горячая объемная штамповка экономически не выгодна из-за низкой серийности (200 – 500 штук в год), а также больших припусков увеличивающих трудоемкость их последующей механической обработки.

Для изготовления таких деталей перспективным представляется процесс сферодвижной штамповки, который за свою 100-летнюю историю развития показал свою эффективность в мелкосерийном производстве осесимметричных деталей [1-5]. Особенностью сферодвижной штамповки



Рис. 1. Осесимметричные детали с массивными фланцами

массивных фланцев является необходимость деформировать значительный объем металла для формообразования фланцевой части детали. Для таких процессов требуются цилиндрические заготовки с отношением высоты заготовки к диаметру более двух. Это приводит к негативным последствиям, таким как потеря устойчивости заготовки и ее последующее смятие раскатным валком.

Возможности управления течением металла при раскатке очень ограничены. Использование ограничительных роликов, реборд и так далее очень существенно усложняет технологическую оснастку. Более эффективно можно управлять направлением течения металла изменяя направление сил трения, действующих на контактной поверхности между раскатными валками и деформируемым металлом [6,7]. Так для получения наружных фланцев из трубных заготовок требуется, чтобы течение

металла было в направлении от центра заготовки к ее периферии. Для этого цилиндрические ролики должны быть установлены с некоторым смещением относительно поперечной оси заготовки, а конические относительно продольной [8].

Можно существенно повлиять на изменение направления течения металла при сферодвижной штамповке изменением угла наклона раскатного вала. Этот технологический прием был использован при сферодвижной штамповке деталей из порошковых материалов [9]. На первой стадии процесса производилось уплотнение порошковой заготовки валком без наклона, а затем уплотненная заготовка докатывалась наклонным валком. Аналогичная технология была апробирована при сферодвижной штамповке трубных заготовок фасонной отбортовкой, где на первой стадии раскатным валком без наклона производилось раздача верхней части заготовки, а осуществлялось придание заготовке требуемой формы наклонным валком.

Компьютерное моделирование в последние 20 лет стало мощным инструментом оценки новых технологий и их оптимизации [10-13]. В данной работе на основе моделирования процесса показана возможность применения сферодвижной штамповки для производства деталей с массивными фланцами с использованием двух стадийной раскатки с разными углами наклона деформирующего инструмента на каждой стадии.

Методика исследования

В качестве объекта исследования выбрана технология сферодвижной штамповки заготовки детали с фланцем типа «вкладыш», 3D вид которой показан на рис. 2а, а основные размеры на рис. 2б.

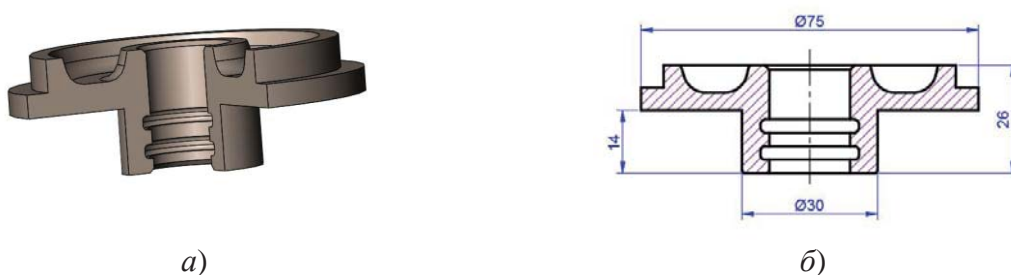


Рис. 2. Деталь с фланцем типа «вкладыш»: 3D – представление (а) и основные размеры (б)

Материал детали БрАЖНМц 9-4-4-1, химический состав которой представлен в Табл. 1. Данная марка относится к алюминиевым бронзам, которые плохо деформируются в холодном состоянии, обладают высокой

прочностью при повышенных температурах, обладают высокой коррозионной стойкостью, эрозионной и кавитационной стойкостью.

Таблица 1

Химический состав БрАЖНМц 9-4-4-1 (ГОСТ 18175-78)

Обозначение марки	Химический состав, %			
	Al	Fe	Mn	Ni
БрАЖНМц 9-4-4-1	8,8 – 10,0	4,0 – 5,0	0,5 – 1,2	4,0 – 5,0

Механические свойства сплава БрАЖНМц9-4-4-1 при $T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$: предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 650\text{ МПа}$, относительное удлинение $\delta_5 = 15\text{ \%}$. Недостаточная пластичность в холодном состоянии приводит к разрушению заготовок при сферодвижной штамповке [14-17].

Технология изготовления деталей была ориентирована на использование сферодвижного пресса РХW – 160 [18] с номинальным усилием 1600 кН. Рабочая зона данного пресса представлена на рис. 3. Характеристики рабочей зоны пресса позволяют раскатывать детали диаметром до 100 – 120 мм и использовать заготовки высотой до 130 – 135 мм.

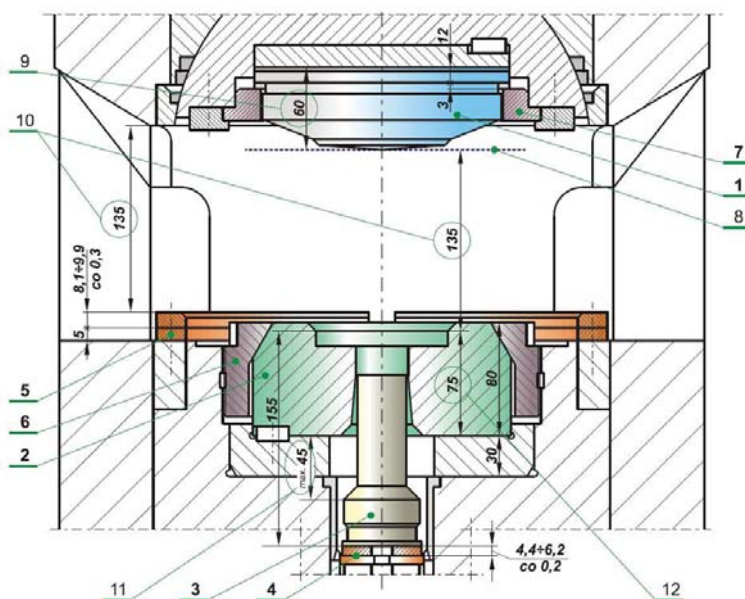


Рис. 3. Рабочая зона пресса РХW - 160

Проблемы производства рассматриваемой номенклатуры деталей заключаются в том, что использование технологии сферодвижной раскатки для заготовок с большой высотой выставленной части приводит к двум видам брака. Во-первых, к потере устойчивости заготовки при высадке выставленной части (Рис. 4а) и, во-вторых, к образованию складок в средней части деформируемых заготовок (Рис.4б).

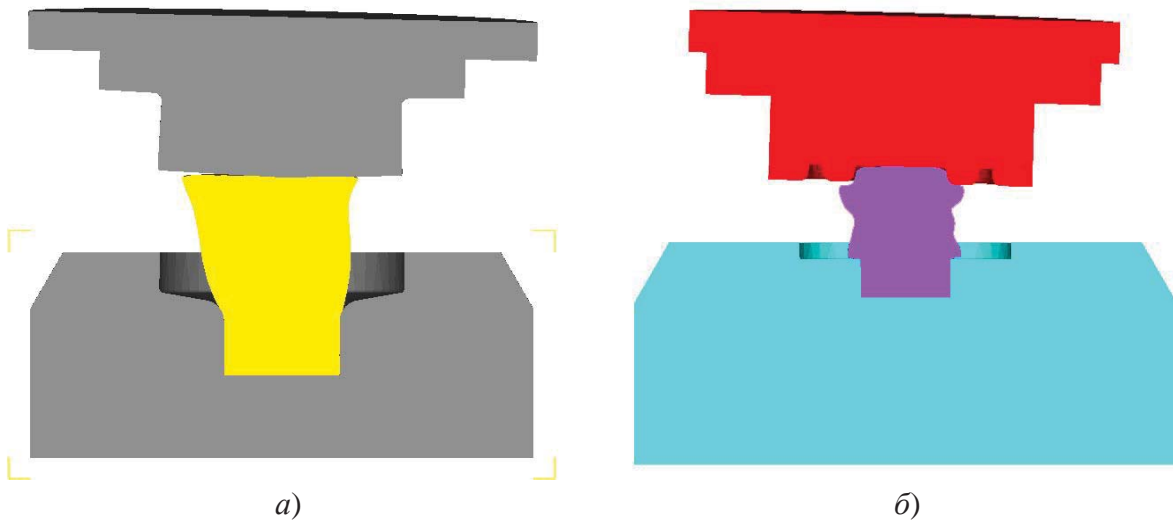


Рис. 4. Дефекты, возникающие при сферодвижной штамповке заготовок:
a – потеря устойчивости в начальной стадии процесса;
б – образование складок в средней части заготовки

Осадка цилиндрической заготовки на сферодвижном прессе существенно отличается от традиционного процесса осадки плоскими плитами. При сферодвижной штамповке деформирующее усилие действует лишь на части торцевой поверхности заготовки, т.е. нагрузка не совпадает с осью симметрии цилиндрической заготовки. Кроме того, в плоскости контакта инструмента с заготовкой действуют силы трения, увеличивающие изгибающий момент, приложенный к заготовке. Это существенно снижает показатели устойчивости заготовки. Так, если стержень сопоставимых размеров теряет устойчивость под действием осевой нагрузки при соотношении высоты цилиндра к его диаметру 2,5 и более, то при действии описанных сил потеря устойчивости заготовки может наступать при этом соотношении меньше 2,0. Это вызывает изгиб оси заготовки, и неравномерное смещение объема металла на высаживаемой части заготовки.

Для решения данных проблем предлагается технологический процесс производства данных деталей разбить на две стадии. На первой стадии осуществляется высадка на прессе без использования движения прецессии. Внедрение на стадии высадки заготовки конического симметричного относительно оси заготовки инструмента способствует сохранению устойчивости заготовки.

На второй стадии конический инструмент, соответствующий конфигурации детали, устанавливается под углом $\gamma = 2^{\circ}$ и включается движение прецессии валка. Таким образом, на выбранном оборудовании процесс имеет двух стадийный дискретный характер.

Моделирование двух операционного технологического процесса изготовления детали «вкладыш» выполнялось в программном продукте Deform 3D. В качестве зарубежного аналога бронзы БрАЖНМц 9-4-4-1 был выбран материал CuAl8, температура нагрева заготовки – 800 °С, температура инструмента – 50 °С. На первой технологической операции коэффициент трения – 0,3, на операции сферодвижной раскатки – 0,1, число элементов – 56000, причем в объеме деформируемой части заготовки была создана специальная область с более мелкой сеткой.

Обсуждение результатов

Цилиндрическая заготовка диаметром 32 мм и высотой 63,5 мм деформировалась по схеме высадки с углом наклона верхнего конического инструмента $\gamma = 0^\circ$ и углом конусности 2° . Высадка осуществлялась до диаметральных размеров 72,5 – 73,0 мм и высоты заготовки 27,3 – 28 мм (Рис. 5). Усилие высадки не превышало 1250 кН. Потери устойчивости заготовки при этом не наблюдалось, а, соответственно, не создавались условия для дальнейшего складкообразования.

После стадии высадки угол наклона верхнего конического инструмента устанавливался $\gamma = 2^\circ$. Процесс сферодвижной штамповки продолжался до полного формообразования фланца (Рис. 6а). Усилие деформирования не превышало номинального усилия прессы – 1600 кН.

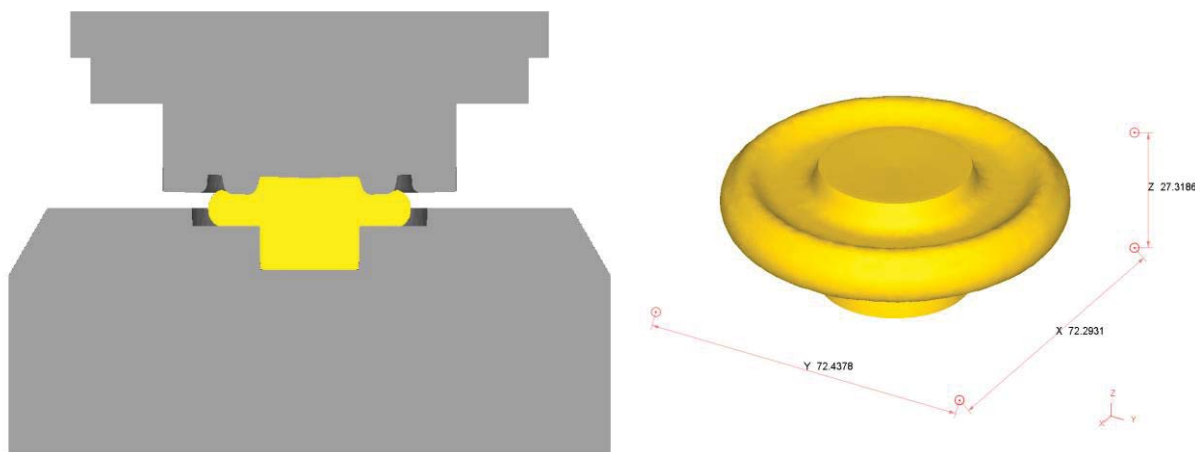


Рис. 5. Размеры заготовки после стадии высадки валком без наклона

Анализ величин эффективной деформации по сечению полученной детали (Рис. 6б) показывает, наибольшее ее значение наблюдается во впадине фланца (до 3,0). В этой зоне напряженное состояние близко к состоянию неравномерного всестороннего сжатия. Потому нарушение сплошности металла в этой зоне маловероятно. Сравнительно небольшая эффективная деформация наблюдается вблизи верхней поверхности

детали. В этой зоне на конечной стадии формообразования температура металла (Рис. 6в) наивысшая (до 445°C), что создает благоприятные условия для формообразования на этой поверхности дополнительных элементов, например, зубьев. Все это позволяет считать технологию горячей сферодвижной штамповки с изменяемым углом наклона раскатного валка перспективной для изготовления деталей с массивными фланцами.

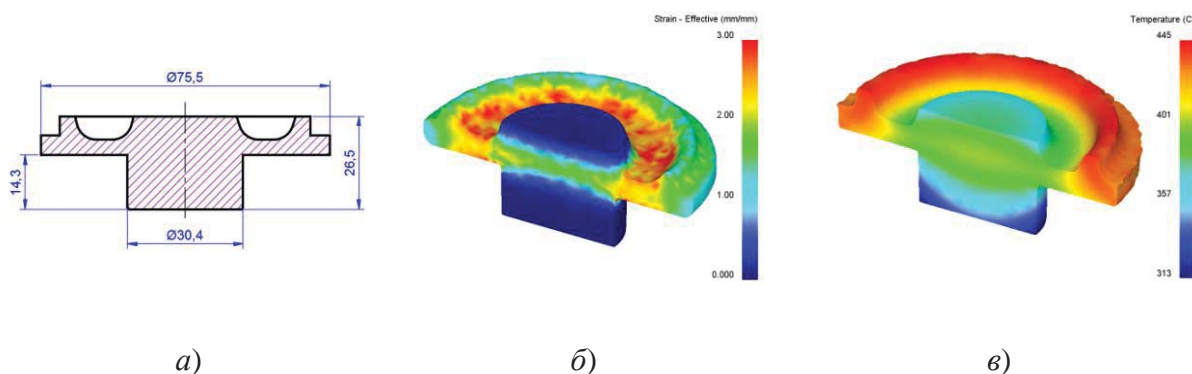


Рис. 6. Геометрия раскатанной детали (а), распределение интенсивности деформаций (б) и температуры (в) по сечению детали в конечный момент формообразования

Настоящий период развития машин для торцевой раскатки, к которым относятся сферодвижные машины, характеризуется созданием многофункциональных машин, способных реализовывать различные кинематические схемы с использованием ЧПУ. Эти машины предназначены главным образом для обработки композитов и экзотических материалов, в том числе используемых в аэрокосмической промышленности [19] и они могут быть успешно использованы для реализации технологии сферодвижной штамповки с изменением угла наклона раскатного валка в процессе раскатки.

Выводы

- Использование нагрева заготовки (материал - бронза БрАЖНМц 9-4-4-1) позволяет изготавливать заготовки для деталей типа массивных фланцев без дефектов и разрушения в процессе формообразования.
- Компьютерное моделирование показало, что применение двухстадийной технологии дает возможность избежать потери устойчивости заготовки на первой стадии деформирования, а на второй стадии использовать преимущества сферодвижной штамповки по снижению усилия раскатки по сравнению с обычной высадкой.
- Современные раскатные машины с изменяемой кинематикой и системами ЧПУ открывают широкие перспективы для применения

технологий сферодвижной штамповки с изменяемым углом наклона раскатного вала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Nowak J., Madej L., Ziolkiewicz S., Plewinski A., Grosman F., Pietrzyk M. Recent development in orbital forging technology, *International Journal Material Forming*, Supp. 1, 2008, pp.387-390.
2. Han X., Hua L. Comparison between cold rotary forging and conventional forging, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23, 2009, pp. 2668-2678.
3. Aksenov L.B., Kunkin S.N. Development of rotary forging machines: from idea to additive technologies. *Sciences of Europe, Praha, Czech Republic*, Vol 2, # 7 (7), (2016), p.4-11.
4. Extended application range for orbital forming technology. Schmid Press Release, Heinrich Schmid Machines, Tools & Dies Ltd., Jona, Switzerland, May 2005.
5. Plancak M. E., Vilotic D.Z., Stefanovic M.C., Movrin D.Z., Kacmarcik I.Z. Orbital forging – a possible alternative for bulk metal forming. *Journal of Trends in the Development of Machinery and Associated Technology*, Vol. 16, No. 1, 2012, pp. 35-38.
6. Montoya I., Santos M.T., Pérez I., González B., Puigjaner J.F. Kinematic and sensitivity analysis of rotary forging process by means of a simulation model. *Int J Mater Form*, Suppl 1, 2008, pp.383–386.
7. Han XingHui, Hua Lin. Effect of Position between Upper Die and Workpiece on Cold Rotary Forging, *Advanced Materials Research*, Vols.189-193, 2011, pp.2547-2552,
8. Кункин С.Н., Аксенов Л.Б. Управление течением металла в процессах холодной торцевой раскатки. Современное машиностроение: наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции / под ред. М.М.Радкевича и А.Н.Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014, с.608-614.
9. Standring P.M. The significance of nutation angle in rotary forging. *Advanced Technology of Plasticity, Proceeding of the 6th ICTP*, Vol. III, 1999, pp.1739-1744.
10. Deng X.B., Hua L., Han X.H. Numerical and experimental investigation of cold rotary forging of a 20CrMnTi alloy spur bevel gear. *Materials and Design*, No.32, 2011, pp.1376-1389.
11. Liu G., Yuan S., Zhang M. Numerical Analysis on Rotary Forging Mechanism of a Flange. *Journal of Material Science Technololy*, Vol. 17, No.1, 2001, pp.129-131.

12. Wang G. C., Zhao G. Q. Simulation and analysis of rotary forging a ring workpiece using finite element method, *Finite. Elem. Anal. Des.* 38 (12), 2002, pp. 1151-1164.
13. Munshi M., Shah K., Cho H., Altan T. Finite element analysis of orbital forming used in spindle/inner ring assembly. 8th ICTP 2005 — International Conference on Technology of Plasticity, Verona, October 9–13th 2005.
14. Xinghui Han, Lin Hua. 3D FE modelling of contact pressure response in cold rotary forging. *Tribology International*, #57, 2013, p.115–123.
15. Zhuang Wu-hao, Dong Li-ying. Effect of key factors on cold orbital forging of a spur bevel gear. *J. Cent. South Univ.* 2016, 23, pp.277–285.
16. Samołyk G. Investigation of the cold orbital forging process of an AlMgSi alloy bevel gear. *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 213, 2013, pp. 1692–1702.
17. Xinghui Han, Lin Hua, Wuhao Zhuang, Xinchang Zhang. Process design and control in cold rotary forging of non-rotary gear parts, vol. 214, 2014, pp. 2402–2416.
18. Kocańda A. Development of Orbital Forging Processes by Using Marciniak Rocking-Die Solutions. 60 Excellent Inventions in Metal Forming. A. E. Tekkaya, W. Homberg, A. Brosius Editors. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015, pp. 319 – 324.
19. MJC Engineering & Technology. Rotary Forging Brochure. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mjcengineering.com/> (дата обращения 05.12.2016)

L.B.Aksenov, S.N.Kunkin

HOT ORBITAL FORGING BY TOOL WITH VARIABLE ANGLE OF INCLINATION

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper presents a new orbital forging technology of axisymmetric parts where the process is limited by the buckling of the workpiece. The proposed rolling of rod blanks to implement the conical roll with a profile of the part made. The slope of the forging roll changes during rolling. Analyzed the results of computer simulation for the technology. The technology is particularly effective in small scale production of axisymmetric parts with flanges from rod workpieces.

Key words: Orbital forging, buckling of the workpiece, axisymmetric parts with flanges, tapered roll, computer simulation.

REFERENCES

- [1] Nowak J., Madej L., Ziolkiewicz S., Plewinski A., Grosman F., Pietrzyk M. Recent development in orbital forging technology, *International Journal Material Forming*, Supp. 1, 2008, pp.387-390.
- [2] Han X., Hua L. Comparison between cold rotary forging and conventional forging, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23, 2009, pp. 2668-2678.
- [3] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Development of rotary forging machines: from idea to additive technologies. Sciences of Europe, Praha, Czech Republic, Vol 2, # 7 (7), (2016), p.4-11.
- [4] Extended application range for orbital forming technology. Schmid Press Release, Heinrich Schmid Machines, Tools & Dies Ltd., Jona, Switzerland, May 2005.
- [5] Plancak M. E., Vilotic D.Z., Stefanovic M.C., Movrin D.Z., Kacmarcik I.Z. Orbital forging – a possible alternative for bulk metal forming. *Journal of Trends in the Development of Machinery and Associated Technology*, Vol. 16, No. 1, 2012, pp. 35-38.
- [6] Montoya I., Santos M.T., Pérez I., González B., Puigjaner J.F. Kinematic and sensitivity analysis of rotary forging process by means of a simulation model. *Int J Mater Form*, Suppl 1, 2008, pp.383–386.
- [7] Han XingHui, Hua Lin. Effect of Position between Upper Die and Workpiece on Cold Rotary Forging, *Advanced Materials Research*, Vols.189-193, 2011, pp.2547-2552,
- [8] Kunkin S.N., Aksenov L.B. Upravlenie techeniem metalla v processakh kholodnoy torcevoy raskatki. *Sovremennoe mashinostroenie: nauka i obrazovanie: materialih 4-yj Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferencii / pod red. M.M.Radkevicha i A.N.Evgrafova.* – SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014, s.608-614.
- [9] Standring P.M. The significance of nutation angle in rotary forging. *Advanced Technology of Plasticity, Proceeding of the 6th ICTP*, Vol. III, 1999, pp.1739-1744.
- [10] Deng X.B., Hua L., Han X.H. Numerical and experimental investigation of cold rotary forging of a 20CrMnTi alloy spur bevel gear. *Materials and Design*, No.32, 2011, pp.1376-1389.
- [11] Liu G., Yuan S., Zhang M. Numerical Analysis on Rotary Forging Mechanism of a Flange. *Journal of Material Science Technololy*, Vol. 17, No.1, 2001, pp.129-131.
- [12] Wang G. C., Zhao G. Q. Simulation and analysis of rotary forging a ring workpiece using finite element method, *Finite. Elem. Anal. Des.* 38 (12), 2002, pp. 1151-1164.

- [13] Munshi M., Shah K., Cho H., Altan T. Finite element analysis of orbital forming used in spindle/inner ring assembly. 8th ICTP 2005 — International Conference on Technology of Plasticity, Verona, October 9–13th 2005.
- [14] Xinghui Han, Lin Hua. 3D FE modelling of contact pressure response in cold rotary forging. *Tribology International*, #57, 2013, p.115–123.
- [15] Zhuang Wu-hao, Dong Li-ying. Effect of key factors on cold orbital forging of a spur bevel gear. *J. Cent. South Univ.* 2016, 23, pp.277–285.
- [16] Samołyk G. Investigation of the cold orbital forging process of an AlMgSi alloy bevel gear. *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 213, 2013, pp. 1692–1702.
- [17] Xinghui Han, Lin Hua, Wuhao Zhuang, Xinchang Zhang. Process design and control in cold rotary forging of non-rotary gear parts, vol. 214, 2014, pp. 2402–2416.
- [18] Kocańda A. Development of Orbital Forging Processes by Using Marciniak Rocking-Die Solutions. 60 Excellent Inventions in Metal Forming. A. E. Tekkaya, W. Homberg, A. Brosius Editors. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015, pp. 319 – 324.
- [19] MJC Engineering & Technology. Rotary Forging Brochure. [Elektronnihyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.mjcengineering.com/> (data obratheniya 05.12.2016)

А.К. Андреев¹, Ю.А. Смирнова², А.Ф. Иголкин³, С.А. Вологжанина⁴

ВЛИЯНИЕ АВАРИЙНОЙ НАГРУЗКИ НА ВЕЛИЧИНУ ОСТАТОЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ ТОРСИОННЫХ ВАЛОВ



¹Андреев Андрей Константинович, д.т.н.
Санкт-Петербургский национальный исследовательский уни-
верситет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 716-71-64, e-mail: akandreyev@yandex.ru



²Смирнова Юлия Андреевна, аспирант
Санкт-Петербургский национальный исследовательский уни-
верситет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 716-71-64, e-mail: juliette_@bk.ru



³Иголкин Алексей Федорович, к.т.н.
Санкт-Петербургский национальный исследовательский уни-
верситет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 716-71-64, e-mail: afigolkin@corp.ifmo.ru



⁴Вологжанина Светлана Антониновна, д.т.н.
Санкт-Петербургский национальный исследовательский уни-
верситет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 716-71-64, e-mail: svet_spb@mail.ru

Аннотация

Определена зависимость остаточной деформации стали от направле-
ния вращения торсионного вала в режиме аварийной нагрузки. Исследован
механизм упрочнения стали после отпуска под напряжением. Показано,
что эффект Баушингера после отпуска под напряжением зависит от режи-
ма этой обработки и направления деформации образцов при испытании.

Ключевые слова: торсионный вал, сталь 45ХН2МФА, аварийные на-
грузки, остаточная деформация, эффект Баушингера.

Введение

Упругие элементы являются важнейшими элементами во многих случаях определяющих надежность и долговечность работы различных сложных устройств, приборов, машин и механизмов. Широкое применение находят упругие элементы в виде торсионных валов. Торсион – это цилиндрическая деталь, закрепленная с обоих концов. По условиям работы торсионы нагружаются крутящим моментом, т.е. воспринимают деформацию чистого кручения, причем, как правило, рабочая нагрузка направлена в одну сторону.

Анализ технологического процесса изготовления торсионов показывает, что для торсионных валов, работающих в одну сторону, применяются эффективные способы упрочнения, позволяющие получать требуемые эксплуатационные характеристики. Основными упрочняющими операциями торсионов являются закалка с низким отпускком, заневоливание в холодном состоянии, заключающееся в 5-ти кратном нагружении при рабочих нагрузках [1,2].

В последнее время торсионы стали применять в системах стабилизации, когда рабочие нагрузки действуют в различных направлениях, причем в некоторых установках торсионные валы могут периодически испытывать аварийные нагрузки. В этом случае напряжения в торсионах могут превышать предел текучести, что приводит к появлению остаточной деформации, наличие которой делает обработку заневоливания неэффективной из-за проявления эффекта Баушингера, приводящего к снижению сопротивления пластическим деформациям после предварительной пластической деформации противоположного знака. Указанный эффект имеет важное практическое значение при циклической деформации дисперсионно упрочненных сплавов металлов, т.к. приводит к изготовлению изделий с увеличенным запасом прочности, большей металлоемкостью, а иногда и к установке двух односторонних торсионов, работающих в разные стороны, что вызывает усложнение конструкций [3-7].

Цель работы – определить зависимость остаточной деформации стали от направления вращения торсионного вала в режиме аварийной нагрузки.

Методика проведения экспериментов

Для проведения исследований был взят прокат диаметром 45мм стали 45ХН2МФА в отожженном состоянии одной плавки. Сталь имела следующий химический состав, масс. %: С-0,44; Si-0,23; Mn – 0,64; Cr – 0,95; Ni – 1,52; Mo – 0,24; V – 0,14; Cu < 0,025; P < 0,020; S < 0,010. Из проката изготавливали образцы диаметром 10 мм и длиной рабочей части 125 мм (это соответствует соотношению диаметра и длины торсиона определенного типа).

При разработке методики проведения экспериментов учитывали, что процессе эксплуатации торсионный вал должен работать на кручение как в одну, так и в другую сторону, а аварийный угол может достигать 20°. Испытания образцов проводили в соответствии с ГОСТ 3565-80. Металлы. Метод испытания на кручение.

Ранее были проведены исследования по изучению влияния различных видов термической обработки стали 45ХН2МФА, (которая широко используется при изготовлении торсионов), на сопротивление малым пластическим деформациям при кручении [8,9]. На основании полученных результатов было установлено, что наибольшее сопротивление пластическим деформациям достигается после закалки и отпуска под напряжением (ОПН)

Исследование влияния степени деформации при ОПН на остаточную деформацию при аварийном нагружении осуществляли следующим образом. Образцы закаливали с 860 °С в масле. Затем помещали в печь, нагревали до 300°С, закручивали до определенной степени деформации и выдерживали 1 час. Для изучения эффекта Баушингера, образцы закручивали на аварийный угол сначала в одну сторону, а затем в обратном направлении. Причем, для одних образцов направление первого закручивания совпадало с направлением деформации при отпуске, а для других было противоположным.

Закручивание образцов и определение степени пластической деформации определялось на разработанной экспериментальной установке (рис.1), основными элементами которой являлись универсальный динамометр и устройство для определения угловых деформаций.

На аварийный угол образец закручивали ступенчато с интервалом в 1-3°. Каждый раз определяли крутящий момент T , а после снятия нагрузки с образца рассчитывали величину

$$\gamma = \frac{\Delta\varphi D}{2l} \cdot 100$$

относительного сдвига γ : %, где $\Delta\varphi$ – остаточная угловая деформация образца после снятия нагрузки; D – диаметр образца, мм; l – длина образца, мм.

Эффект Баушингера (ЭБ) оценивался деформационным критерием по формуле:

$$\text{ЭБ} = \varphi_{\text{обр}} - \varphi_{\text{пр}}/\varphi_{\text{пр}},$$

где: $\varphi_{\text{пр}}$ и $\varphi_{\text{обр}}$ – величина остаточной деформации при вращении

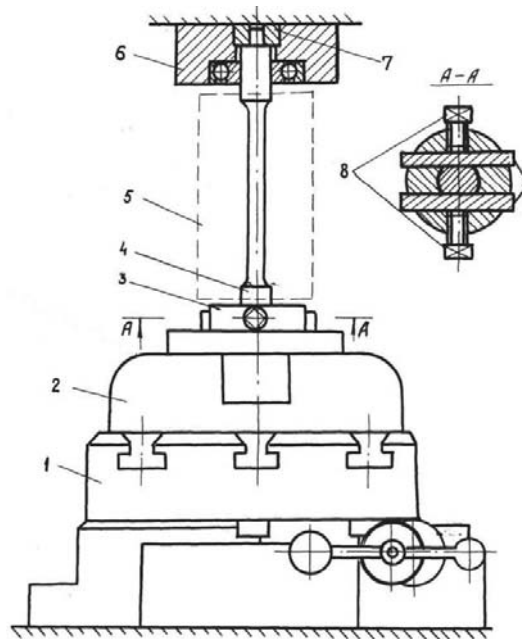


Рис. 1. Установка для механических испытаний образцов кручением

Установка состоит из поворотного стола *1* с закрепленным на нем универсальным динамометром *2* типа УДМ-600. В динамометре с помощью втулки *3*, шпонки *9* и винтов *8* закреплялся нижний конец образца *4*. Верхняя часть образца устанавливалась в опоре *6*. Шпонки *7* входят в паз опоры *6* с зазором 0,5–1 мм для гарантии разгрузки. Величину угла закручивания и остаточную угловую деформацию определяли с помощью разработанного устройства *5*, закрепленного на образце. Устройство позволяет измерять угловую деформацию с точностью до одной минуты. Крутящий момент задавали вручную с помощью поворотного стола *1* со скоростью 1–2 оборота в минуту и измеряли с точностью до 2 Н·мм.

Полученные результаты

На рис.2 представлена зависимость изменения остаточной деформации и эффекта Баушингера после закручивания образцов на аварийный угол при различной степени их деформации во время отпуска.

При совпадении направления деформации во время отпуска образцов с направлением их закручивания при испытании (рис. 2а), остаточная деформация в образцах с увеличением степени деформации при отпуске постепенно уменьшается до значения, примерно, соответствующего аварийному углу $\gamma = 1,4$. Затем происходит ее резкое уменьшение до весьма малых значений (кривая 1).

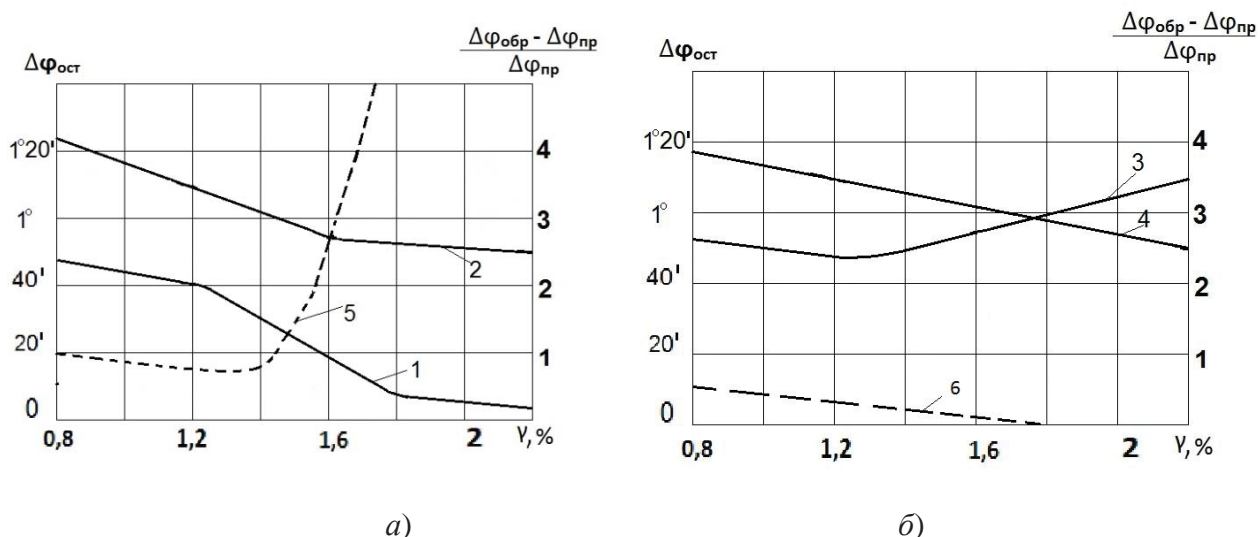


Рис.2. Изменение остаточной деформации и эффекта Баушингера после закручивания образцов на аварийные углы при различной деформации при отпуске: а) 1,2,5 – при совпадении прямого направления и направления деформации при отпуске; б) 3,4, 6 – при несовпадении прямого направления и направления деформации при отпуске.

Закручивание этих же образцов на аварийный угол в обратном направлении, увеличение деформации при отпуске, приводит к плавному снижению остаточной деформации, которая постепенно стабилизируется (кривая 2).

В этом случае эффект Баушингера сначала уменьшается с $1,0$ (при $\gamma = 0,8\%$) до $0,7$ (при $\gamma = 1,4$ - аварийный угол), а затем резко возрастает за счет уменьшения остаточной деформации в прямом направлении (кривая 5).

Если направление закручивания образцов на аварийный угол при испытании не совпадает с направлением их деформации во время отпуска (рис. 2б), то изменение остаточной деформации в стали от увеличения деформации при отпуске носит иной характер. Когда степень деформирования при отпуске не превышает величины аварийного угла, остаточная деформация при испытании почти не изменяется. Дальнейшее повышение деформации при термической обработке приводит к постепенному увеличению остаточной деформации в исследуемых образцах (кривая 3). При закручивании этих же образцов в обратном направлении остаточная деформация постепенно уменьшается с увеличением степени деформации при отпуске (кривая 4). Это приводит к тому, что эффект Баушингера постепенно уменьшается, и при $\gamma = 1,8 \%$ его значения равны нулю, а затем становятся отрицательными (кривая 6).

Таким образом, проявление эффекта Баушингера после ОПН колеблется в широких пределах и зависит не только степени деформации при отпуске, но и направления закручивания образцов при испытании.

Обсуждение полученных результатов

Формирование структурного состояния стали после ОПН будет значительно отличаться от образования ее в металле после обычной термической обработки (закалки и отпуска). Это связано, прежде всего, с появлением и перераспределением новых дислокаций, образующихся под действием пластической деформации в процессе нагружения и последующего нагрева стали, влиянием этих факторов на диффузию перераспределение атомов углерода в мартенсите и выделение карбидов. Размеры частиц карбидов в стали после динамического старения или отпуска под напряжением оказались значительно меньше, а плотность их распределения выше из-за увеличения центров зарождения этих частиц по сравнению с обычным отпуском (рис. 3) [8].

Кроме того, могут изменяться ориентация и устойчивость включений карбидов, так как они образуются в поле напряжений, созданных внешней нагрузкой, с которыми взаимодействуют поля напряжений, возникающих вокруг этих частиц.

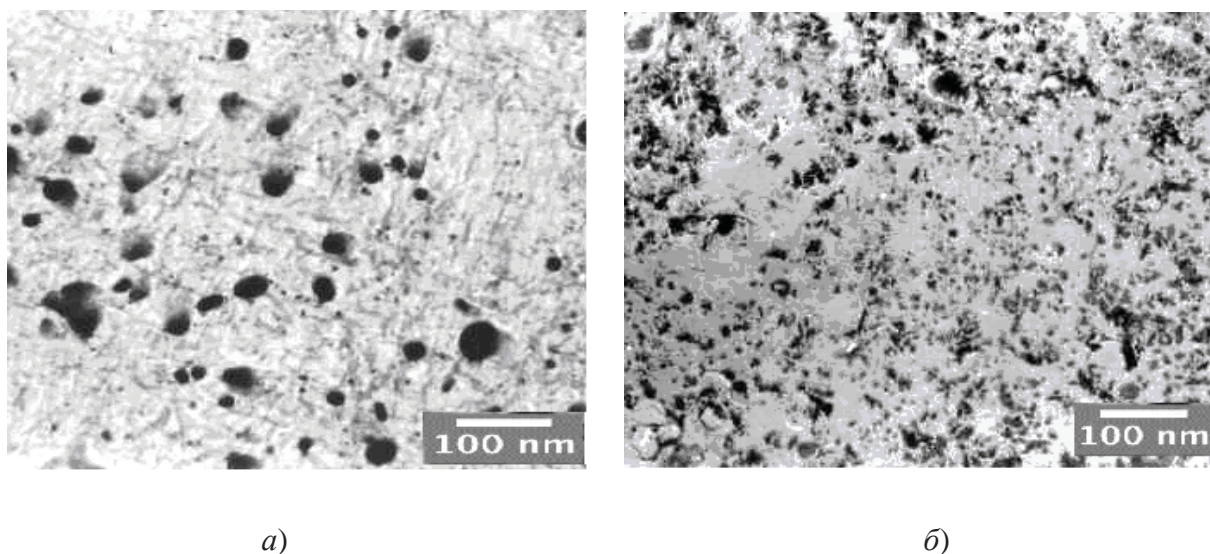


Рис. 3. Микрофотографии карбидов после различных режимов термической обработки ($\times 10\,000$): *a)* закалка и отпуск; *б)* закалка и отпуск под напряжением

Следует отметить, что при этом виде термической обработки, помимо дисперсионного упрочнения, важную роль играет другой вид упрочнения - деформационное. Упругие свойства стали после ОПН во многом зависят от величины деформации. Увеличение нагрузки при отпуске позволяет существенно повысить сопротивление стали малым пластическим деформациям, доводя их значение близкое к пределу текучести. Однако, в этом случае, начинает проявляться анизотропия свойств – снижение упругих свойств стали при деформации ее в противоположном направлении.

Это подтверждается полученными результатами данных исследований. С повышением величины деформации стали при отпуске, интенсивность указанных выше процессов в стали возрастает, что приводит к росту дисперсионного и деформационного упрочнения. Особенно эффективно это упрочнение происходит, в период, когда деформация при отпуске составляет 1,3 -1,8%. Дальнейшее увеличение нагрузки при отпуске приводит практически, к максимальной плотности дислокаций и стабилизации процесса упрочнения. Это подтверждается характером изменения остаточной деформации образцов при закручивании их на аварийные углы от различной деформации при отпуске (рис.2а линия 1)

Перемена знака деформирования на аварийный угол этих же образцов, приводит к резкой анизотропии свойств стали. Так при начальной деформации при отпуске ($\gamma = 0,8\%$), величина остаточной деформации увеличилась в два раза (линия 2 Рис.2а). Это объясняется тем что дислокации генерированные источниками Франка-Рида при деформации во время термообработки, скапливаясь у различных препятствий (карбидов, границ зерен и т.п.) вызывают образование встречных, противоположно направленных напряжений, которые остаются после снятия нагрузки, вызывая тем самым их значительную подвижность. Кроме того, двигаясь в обратном направлении, они встречают на своем пути меньшее количество препятствий в виде дислокаций леса.

Повышение плотности дислокаций, которое происходит с увеличением пластической деформации при термической обработке, приводит к постепенному снижению подвижности дислокаций, тем самым увеличивая сопротивление стали малым пластическим деформациям при закручивании образцов на аварийный угол, что приводит к снижению остаточной деформации, которая постепенно стабилизируется (кривая 2).

Наблюдаемое изменение остаточной деформации в стали в зависимости от величины ее нагрузки при отпуске, в данном варианте закручивания образцов на аварийные углы, приводит к резкому увеличению эффекта Баушингера (Рис.2а)

Иное проявление эффекта Баушингера наблюдается, когда направление закручивания образцов на аварийный угол при испытании, не совпадает с направлением их деформации во время отпуска (рис. 2б).

Если степень относительной деформации стали при отпуске не превышает значения ее при закручивании образца на аварийный угол ($\gamma = 1,4\%$), остаточная деформация при испытании почти не изменяется. В этом случае, упрочнение металла, вызванное его деформацией при термической обработке, нивелируется упрочнением, возникающим при закручивании образца в противоположном направлении. Дальнейшее повышение деформации при термической обработке приводит к постепенному увеличению остаточной деформации в исследуемых образцах (кривая 3). При закручивании этих же образцов в обратном направлении, (соответствующему за-

кручиванию при термообработке), остаточная деформация постепенно уменьшается с увеличением степени деформации при отпуске (кривая 4). Это приводит к тому, что эффект Баушингера постепенно уменьшается, и при $\gamma = 1,8 \%$ его значения равны нулю, а затем становится отрицательным (кривая 6).

Заключение

Определена зависимость остаточной деформации стали от направления вращения торсионного вала в режиме аварийной нагрузки.

Показано, что после отпуска стали под напряжением повышение упругих свойств стали вызвано одновременным влиянием дисперсионного (за счет измельчения карбидной фазы) и деформационного упрочнения. Деформационное упрочнение, повышая сопротивление пластическим деформациям стали в направлении закручивания при отпуске, снижает упругие характеристики при вращении в обратном направлении, вызывая анизотропию свойств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рахштадт А.Г. Пружинные стали и сплавы. — М.: Металлургия, 1982.- 230 с.
2. Пастухова Ж. П., Рахштадт А. Г., Каплун Ю. А. Динамическое старение сплавов. М: Металлургия, 1985.-223 с.
3. В.В Столяров. Эффект Баушингера в ультрамелкозернистых металлах //Вестник научно-технического развития,- № 3(19), 2009. – С. 52-58.
4. Колбасников Н. Г., Зотов О. Г., Мартяшов И. С., Сулягин Р. В. Исследование эффекта Баушингера, физическое моделирование формирования свойств микролегированной стали в процессе изготовления труб //Сталь, № 8, 2012.
5. Журавлев М.М. Разработка и исследование упрочняющей стабилизирующей технологии обработки мало жестких деталей типа торсионных валов // Дисс ... канд.техн.наук. – Саратов: Саратовский государственный технический университет. – 2014. – 135 с.
6. Бернштейн М.Л., Займовский В.А. Механические свойства металлов. М, Металлургия, 1979, 495с.
7. Думанский И.О., Прохоров А.В. Динамическое старение углеродсодержащих пружинных сталей перлитного класса с использованием скоростного нагрева. // Технологии упрочнения, нанесения покрытий и ремонта: теория и практика. Материалы 17-й международной науч.-практ. конференции – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 310-314.

8. Андреев А.К., Иголкин А.Ф., Вологжанина С.А., Смирнова Ю.А. Влияние термической обработки на сопротивление малым пластическим деформациям стали 45XH2MΦA // Деформация и разрушение материалов - 2016. - № 7. - С. 34-38
9. Иголкин А.Ф., Андреев А.К., Вологжанина С.А., Смирнова Ю.А. Влияние режима термической обработки на упругие свойства и хладостойкость хромоникельмолибденовой стали // VII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 17–20 ноября 2015 г.): Материалы конференции - 2015. - № 1. - С. 244-247
10. Андреев А.К., Иголкин А.Ф., Вологжанина С.А., Смирнова Ю.А. Повышение свойств упругих элементов для оборудования, эксплуатируемого в различных климатических условиях // Хладостойкость, новые технологии для техники и конструкций Севера и Арктики: труды Всероссийской конференции с международным участием (Якутск, 29-30 сентября 2016г.) - 2016. - С. 57-63

A.K. Andreyev, J.A. Smirnova, A.F. Igolkin, S.A. Vologjanina

ENHANCEMENT PROPERTIES OF 45XH2MΦA STEEL FOR TORSION SHAFTS SUMMARY

St. Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

The research estimates the dependence of permanent strain of steel upon the torsion shaft rotation direction in the emergency load mode. A study has been held of steel hardening mechanism after stress-relieving under tension. It was demonstrated that Bauschinger effect after stress-relieving under tension depends upon the regulations of this processing and upon direction of sample working over the course of the trial.

key words: torsion shaft, emergency loads, permanent strain, Bauschinger effect

REFERENCE

- [1] Rachschtadt A.G. Steel Springs and Alloys. m., “Metallurgiya”, 1982. - P. 230
- [2] Pastukhova G. P., Rachschtadt A.G., Kaplun Y.A. The Alloys’ Dynamic Ageing. m., “Metallurgiya”, 1982. - P. 223
- [3] Stolyarov V.V. Bauschinger Effect in Ultrafine-Grain Metals // The scientific and technical development Bulletin # 3(19), 2009. - Pp. 52-58

- [4] Kolbasnikov N.G., Zotov O.G., Martyashov I.S., Sulyagin R.V. Research on Bauschinger Effect, Physical Simulation of Conditioning the Microalloyed Steel properties in the Pipe Production process. //Steel # 8, 2012
- [5] Zhuravlyov M.M. The Engineering and Exploration of the Strengthening and Stabilizing Technology for processing the low-structured details like torsion shafts // the PhD in Technical Sciences inaugural dissertation. Saratov: Saratov State Technical University, 2014. P. 135
- [6] Bernstein M.L.> Zaimovsky V.A. The Metals' mechanical properties. m., "Metallurgiya", 1979, p.495
- [7] Dumanskiy I.O., Prokhorov A.V. The Dynamic Ageing of Carboniferous Pearlite Class Harmonic Steels With the Aid of Fast Heating. // Age-Hardening, Coating And Repair Technologies: Theory And Practice. The 17th International Research-to-Practice Conference Write-Ups. SPb., Polytechnic University Publishing House, 2015. Pp, 310-314
- [8] Andreev A.K., Igolkin A.F., Vologzhanina S.A., Smirnova Y.A. The Effect of Heat Treatment on Toughness of 45XH2MΦA Steel to Small Plastic Strain // Material Distortion and Rupture, #7/2016. Pp. 34-38
- [9] Igolkin A.F., Andreev A.K., Vologzhanina S.A., Smirnova Y.A. The Effect of Heat Treatment Mode on CrNiMd Steel Elastic Properties and Cold Resistance // VII International Research-to-Practice Conference "Low-Temperature and Food Technologies in the XXI Century" (Saint Petersburg, November 17- 20, 2015): Conference Write-Ups. 2015. - # 1. - Pp. 244-247
- [10] Andreev A.K., Igolkin A.F., Vologzhanina S.A., Smirnova Y.A. Enhancement Of Elastic Elements Properties For the Equipment Exploited in a Variety of climatic conditions // Cold Resistance, New Technologies for Technique and Constructions of North and The Arctic Region: The Write-Ups of All-Russian Conference with International Participation (Yakutsk, September 29-30, 2016) - 2016. P. 57-63

Н.Р.Варгасов¹, М.М.Радкевич¹, Б.К.Барахтин²

ОСОБЕННОСТИ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ ПРИ ГОРЯЧЕЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПСЕВДО- α ТИТАНОВОГО СПЛАВА



¹Николай Рафаилович Варгасов – д.т.н., профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: 8(812)554-2737, E-mail: nikolai.vargasov@gmail.com



²Михаил Михайлович Радкевич – д.т.н., профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: 8(812)492-7658, E-mail: radmich@mail.ru



³Барахтин Борис Константинович – к.ф.м.н., доцент,
Санкт-Петербургский государственный морской
технический университет, Россия, Санкт-Петербург
тел.: +7 (812) 560-9954, E-mail: mail@crism.ru

Аннотация

Экспериментально исследовано изменение механических свойств псевдо- α титанового сплава при растяжении в условиях варьирования температурно-скоростных параметров деформации. Установлено, что характеристики механических свойств, структурное состояние влияют на процессы диссипации затраченной энергии. Изучение структуры образцов до и после деформации растяжением позволило установить основные механизмы диссипативных процессов и подтвердить возможность реализации сверхпластичности в исследуемом сплаве.

Ключевые слова: титановый сплав, деформация растяжением, диссипация, сверхпластичность.

Введение

Структурно-фазовые превращения в металлических сплавах при деформировании в условиях пластичности и сверхпластичности являются предметом многолетних и систематических исследований. В научной литературе имеются физические и математические модели деформирования, описывающие структурные превращения в процессе как пластической и сверхпластической деформации конструкционных материалов [1,2]. Однако материал опубликованных работ, в которых результаты термодинамического анализа напрямую соотносились с исследованиями структурных превращений, весьма немногочисленны.

Авторы работ [3,4,5] показали, что одним из эффективных методов изучения механизмов горячего пластического деформирования является термодинамический подход, основанный на использовании динамической модели деформирования материала. Согласно модели упруго-вязко-пластической среды, для любого момента времени мощность механической энергии P , поступающей в деформируемое тело, определяется суммой слагаемых G и J . Оба слагаемых связаны с производством энтропии, но первое (G) учитывает диссипацию энергии через формоизменение и упрочнение, а второе (J) связано с аккомодационными перестройками в структуре зерен поликристалла непосредственно в процессе действия деформирующего напряжения, т.е. связано с производством энтропии внутри материала.

$$P = G + J = \sigma \dot{\epsilon} = T(ds/dt) \geq 0, \quad (1)$$

где σ – напряжение, $\dot{\epsilon}$ – скорость деформации, T – температура, ds/dt – скорость производства энтропии.

Разделение мощности диссипации между G и J определяется чувствительностью напряжения течения к изменению скорости деформации m .

$$dJ/dG = \Delta \log(\sigma) / \Delta \log(\dot{\epsilon}) = m. \quad (2)$$

Показано, что для количественной оценки характера диссипативных процессов и практического применения удобно использовать коэффициент эффективности диссипации энергии (η):

$$\eta = 2m/(m + 1). \quad (3)$$

Коэффициент η характеризует способность структуры материала рассеивать подводимую механическую энергию в процессе горячей деформации. Величина η изменяется в интервале от нуля до единицы и интерпретируется как относительная скорость производства энтропии.

В настоящей работе изложены результаты исследования особенностей диссипации энергии в промышленных сплавах в процессе

одноосного растяжения и сжатия на примере псевдо- α титанового сплава. При планировании и выполнении настоящей работы использовали системный подход, который включал детальный анализ структуры сплава до и после деформации и сопоставление результатов структурных исследований с результатами механических испытаний и расчета коэффициента диссипации энергии.

Материалы и методика эксперимента

Механические испытания образцов титанового сплава, изготовленных из горячекатаного листового проката толщиной 40 мм, химический состав которого представлен в табл.1, проводили при различных температурно-скоростных параметрах.

Таблица 1

Химический состав исследованного сплава

Химический состав %									
Al	V	Mo	Fe	Si	C	O	H	N	Ti
5,4	2,0	1,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,08	0,04	Ост.

Исходная структура сплава титанового сплава (рис.1) соответствовала той, которая сформировалась в результате горячей прокатки при температурах двухфазного состояния. Такая структура характеризуется крупным исходным размером зёрен β -фазы (~ 300 мкм) и представляет смесь α -пластин, разделённых прослойками β -фазы.

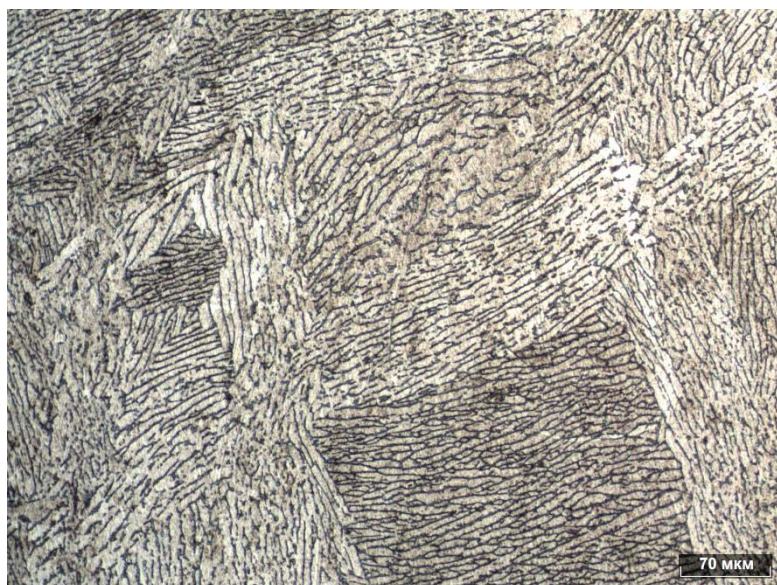


Рис.1. Исходная микроструктура сплава. x100

Испытания на растяжение при комнатной температуре осуществляли на разрывной машине UEN30 «Shimadzu», а при повышенных температурах на модернизированной универсальной машине УМ5. При этом использовали стандартные разрывные образцы диаметром 6 мм.

Для испытаний на сжатие использовались цилиндрические образцы диаметром 5 и высотой 10 мм на высокотемпературном дилатометре DIL 805. При этом деформация равнялась $\epsilon = 0,3$, а температура нагрева соответствовала $800 \div 1040^{\circ}\text{C}$. Средняя скорость деформации $\dot{\epsilon}$ составляла $10^{-3} \div 10 \text{ c}^{-1}$.

Расчёт коэффициента эффективности диссипации энергии при деформации образцов при различных температурно-скоростных условиях состояла в формировании матрицы значений истинных напряжений при заданной степени деформации и их логарифмов. Расчет коэффициентов m и η , расчет промежуточных значений коэффициента эффективности диссипации энергии методом сплайн-интерполяции.

Результаты расчета могут быть представлены в любом виде: табличном, аналитическом либо графическом. Наиболее наглядным является представление результатов расчета η в виде 3D диаграмм и карт постоянных уровней коэффициента эффективности диссипации энергии. Все расчеты и построение карт проводили с использованием программы Mathcad 15.

Структурные исследования выполнялись на шлифах из деформированных образцов, вырезанных в поперечном и продольном направлении с применением современных методов [5,6]. При обработке изображений структур использовали информационные технологии и специализированные программы («Эксперт Про», «Фрактал») [7,8].

Результаты исследований и их обсуждение

По результатам механических испытаний построены зависимости $\sigma=f(\epsilon)$, в «истинных» координатах. Вид зависимостей не противоречит устоявшимся представлениям о поведении металлических поликристаллов в условиях горячей деформации.

Так, по мере протекания процесса пластической деформации в металле, напряжение плавно возрастает, достигая насыщения, уровень которого определяется конкуренцией процессов упрочнения и разупрочнения. Темп роста напряжений зависит от температуры нагрева и скорости деформации.

При низких температурах и высоких скоростях деформации напряжение течения непрерывно повышается с ростом деформации, что обусловлено превалирующим процессом деформационного упрочнения. При повышенных температурах и низких скоростях деформации напряжение течения достигает максимума, а затем понижается, достигая определенного постоянного значения. Такой вид диаграмм напряжение–

деформация характерен для большинства металлов и сплавов, деформируемых при температурах, превышающих половину температуры плавления [9,10].

Величина напряжения течения (σ_s) исследованного сплава в зависимости от температуры и скорости деформации представлены в табл.2. Значения напряжений течения при заданных температурно-скоростных параметрах деформирования использовались для последующего расчета коэффициента эффективности диссипации энергии η .

Таблица 2

Напряжение течения сплава при различных температурно-скоростных параметрах деформирования со степенью деформации $\epsilon = 0,2$

T, °C	σ_s , Мпа			
	10^{-4} c^{-1}	10^{-3} c^{-1}	10^{-2} c^{-1}	10^{-1} c^{-1}
800	60	100	160	240
840	44	75	130	195
880	24	53	94	149
920	14	28	60	95
960	8,0	16	30	60
1000	5,8	10	18	32

Изменение коэффициента η от температурно-скоростных параметров деформирования представлены в виде объемной диаграммы (рис.2) и в виде карты постоянных уровней коэффициента эффективности диссипации энергии (рис.3).

Анализируя результаты изменения коэффициента эффективности диссипации энергии, представленные на 3D-диаграмме и карте постоянных уровней коэффициента эффективности диссипации в зависимости от температурно-скоростных параметров деформирования можно отметить:

-температурная зависимость $\eta = f(t, \dot{\epsilon})$ характеризуется максимумом при температурах $900 \div 940^\circ\text{C}$. Причем с увеличением скорости деформации наблюдается смещение максимума в сторону больших скоростей деформации;

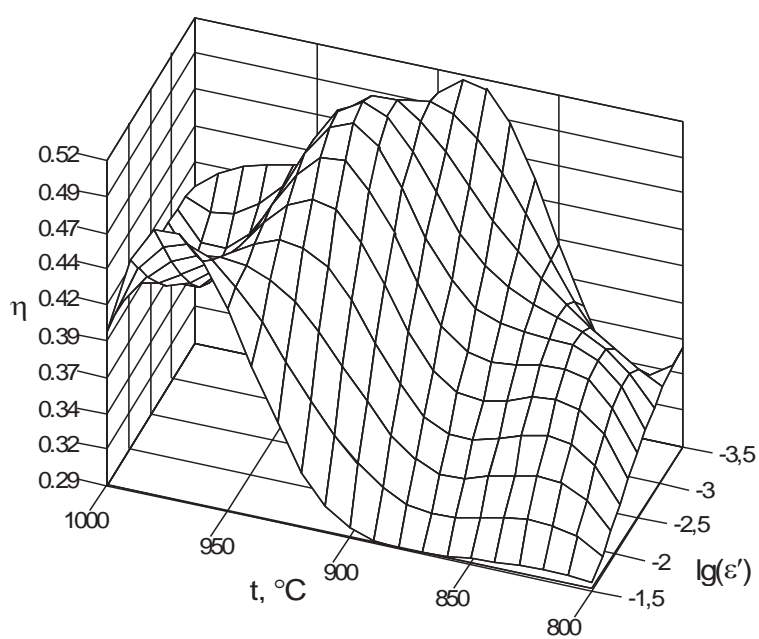


Рис. 2. 3D-диаграмма коэффициента эффективности диссипации энергии при $\varepsilon = 0,2$.

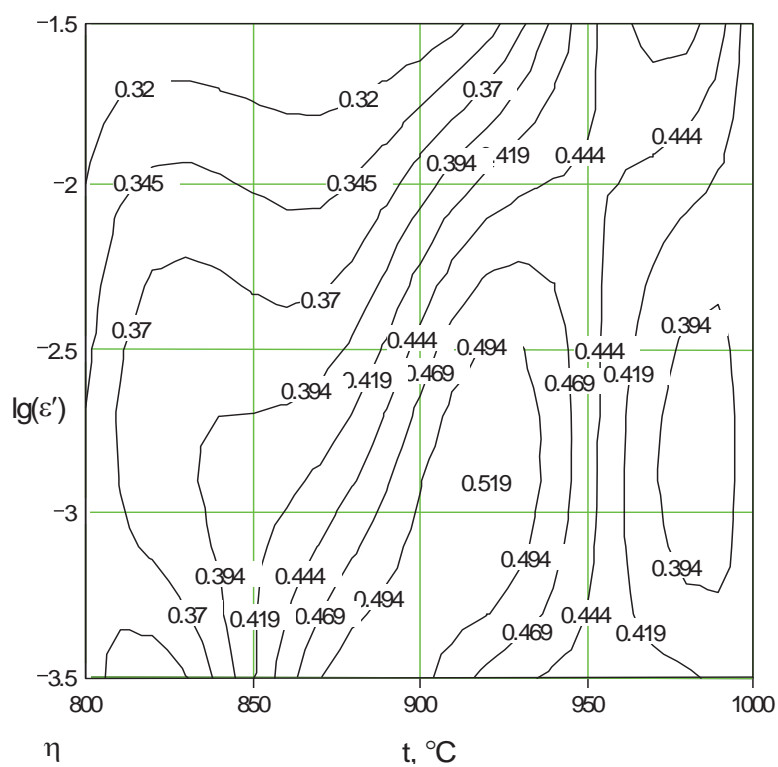


Рис. 3. Карта постоянных уровней коэффициента эффективности диссипации при $\varepsilon = 0,2$.

- исследуемый сплав характеризуется высокой эффективностью диссипации энергии в исследуемом диапазоне температурно-скоростных параметрах деформирования. Эффективность энергии диссипации существенно не изменяются с увеличением степени деформации с 0,1 до 0,3;

- механические свойства сплава при горячей пластической деформации в значительной степени зависят от исходной структуры, режима нагрева и температурно-скоростных параметров деформирования.

В исходном состоянии исследуемый сплав имеет нерекристаллизованную (крупнозернистую) структуру с повышенным по сравнению с равновесным состоянием, содержанием β -фазы. При нагреве сплава до температуры 800°C наблюдаются первые признаки рекристаллизации, а при температуре 920÷940°C и выдержке 15 мин сплав рекристаллизуется полностью. Процессу рекристаллизации сопутствуют фазовое $\alpha \rightarrow \beta$ превращение.

В табл.3 представлено изменение содержания β -фазы при нагреве. Установлено, что с повышением температуры нагрева скорость фазового превращения увеличивается. Наибольшая скорость фазового превращения наблюдается при температуре нагрева 900-950°C. Вытянутость зерен, присущая исходной структуре, как α -, так и β -фазы, уменьшается с повышением температуры и увеличением времени выдержки. При ещё больших температурах нагрева сплава (1040°C) полностью завершается фазовое превращение, сопровождающееся резким укрупнением зерен β -фазы.

Таблица 3

Изменение содержания β -фазы при нагреве сплава

T, °C	750	800	850	900	950	1000	1040
β -фаза, %	15	20	28	40	65	82	100

Из представленных данных следует, что микроструктура и фазовый состав сплавов претерпевает существенные изменения при температуре нагрева до температур более 950°C вследствие полного завершения процесса рекристаллизации и фазового $\alpha \rightarrow \beta$ превращения.

Результаты исследований изменения структуры сплава в процессе деформации при различных температурах и степени деформации 0,4 представлены в табл.4. Характерным для структуры при деформации сплава при горячей деформации является изменение размера зерен при фазовом $\alpha \rightarrow \beta$ превращении. Если размер зерен α -фазы уменьшается, то размер зерен β -фазы наоборот увеличивается.

Как следует из данных приведенных в табл.4, в процессе деформации сплава происходит увеличение количества β -фазы. Значительная разница в

количестве фаз состава сплава наблюдается при скоростях деформации 10^3 с^{-1} . Дальнейшее увеличение скорости деформации практически не приводит к существенному изменению количества β -фазы по сравнению с исходным состоянием сплава.

Следует также отметить, что с увеличением скорости деформации интенсивное фазовое превращение в сплаве происходит при малых степенях деформации. Так, при степени деформации $\varepsilon = 0,4$ количество β -фазы достигает $12 \div 20 \%$, а при степени деформации от 0,4 до 1,0 достигает только $3 \div 4 \%$.

Таблица 4

Размер зерна и фазовый состав сплава до и после деформации при различных температурах.

Т, °С	Размер зерна, мкм								Фазовый состав, %			
	$\varepsilon=0$				$\varepsilon=0,4$				$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0,4$	
	I		II		I		II					
	α	β	α	β	α	β	α	β	α	β	α	β
840	12,7	4,7	6,8	2,4	6,6	5,5	3,6	2,5	70	30	54	46
900	11,0	4,9	6,6	3,0	7,9	7,7	4,3	4,2	60	40	42	58
960	10,4	6,7	6,8	5,1	9,9	12,5	6,7	6,9	35	65	22	78

Примечание: I – продольное сечение, II – поперечное сечение образца.

Изменение фазового состава в процессе деформации часто связывают с интенсивностью диффузионных процессов. Так авторы работы [11] отмечают, что нагрев до температуры деформации из-за сравнительно низкой диффузионной подвижности β -стабилизирующих элементов не приводит к достижению фазового равновесия.

Например, при температуре деформации 950°C и выдержке 30 мин содержания β -фазы составляет 49%. Практически такое же количество β -фазы наблюдается при 2,5 мин выдержки со степенью деформации $\varepsilon = 0,5$. Это обстоятельство позволяет сделать предположение, что причиной фазового превращения является не только увеличение диффузионной подвижности атомов, вызываемое деформацией, а также изменение температуры фазового равновесия при действии внешнего напряжения.

Известно, что фазовое $\alpha \leftrightarrow \beta$ превращение сопровождается объемным эффектом, который, по оценке различных авторов, составляет величину около 0,15 %. Причем $\beta \rightarrow \alpha$ сопровождается положительным, а $\alpha \rightarrow \beta$ превращение – отрицательным объемным эффектом. Поэтому при

внешнем давлении происходит изменение температуры полиморфного превращения. Скорость фазовых превращений в общем случае зависит от разности свободных энергий начального и конечного состояния, а также величины изменения объема при этом переходе.

Так как величина свободной энергии и объема зависят от давления, то можно ожидать, что скорость фазовых превращений будет также зависеть от давления. В том случае, когда фазовые превращения осуществляются диффузионным путем, кинетика фазовых превращений определяется изменением скорости протекания диффузионных процессов при давлении. Таким образом, причиной, т. е. движущей силой фазового $\beta \rightarrow \alpha$ превращения в титановых сплавах является смещение температуры фазового равновесия под действием внешних напряжений, а скорость фазового превращения определяется диффузионной подвижностью атомов β -стабилизирующих элементов.

Интересным фактом, установленным при изучении изменений микроструктуры сплавов при горячей деформации, является превращение исходной пластинчатой структуры в зернистую, которая наиболее ярко проявляется при температуре деформации 920°C и скорости деформации $1,1 \cdot 10^{-3} \text{c}^{-1}$.

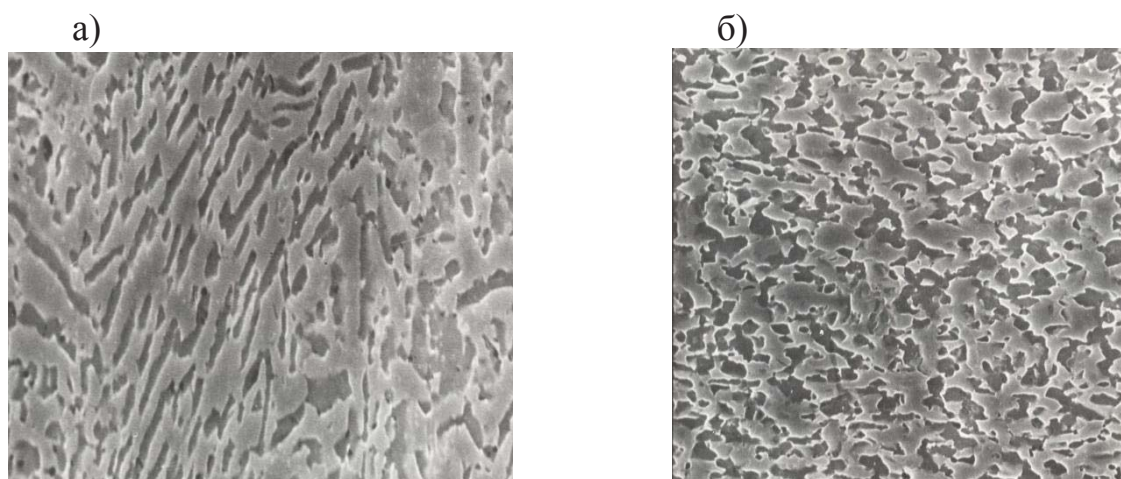


Рис. 4. Микроструктура сплава после деформации при 920°C и скорости деформации $1,1 \cdot 10^{-3} \text{c}^{-1}$. а) – $\delta=55\%$, б) – $\delta=200\%$. $\times 1000$.

Оценка методами количественной металлографии коэффициента формы зерен $K_\phi = l_\alpha / d_\alpha$, где l_α – длина пластин, d_α – ширина пластин α -фазы показали, что интенсивное изменение формы зерен происходит до деформации 100% , после чего K_ϕ стабилизируется при значениях $\approx 1,2 - 1,5$. При переходе в область температур β -фазы ($t \geq 1040^\circ\text{C}$) наблюдаются равноосные зерна размером $200 \div 300$ мкм.

Описанный выше характер диссипативных процессов в конечном итоге определяет показатели пластичности сплава. В соответствии с [9]

при температурно-скоростных параметрах деформирования максимум коэффициента эффективности диссипации энергии наблюдается максимальная устойчивость пластической деформации сплава, а при температуре 920 - 960 °С и скорости деформации 10^{-3} - 10^{-2} с⁻¹ наблюдаются все признаки состояния сверхпластичности. Таким образом, на основе анализа структурных изменений при нагреве и пластической деформации сплава можно сделать следующие выводы.

Выводы

1. При горячей пластической деформации исследованного сплава происходят, по крайней мере, два диссипативных процесса – динамическая рекристаллизация и фазовое превращение.
2. Максимум эффективности диссипации соответствует одновременному сбалансированному протеканию этих процессов.
3. Температурно-скоростной пик коэффициента эффективности диссипации энергии соответствует температурно-скоростным условиям максимальной устойчивости пластической деформации сплава.
4. Полученные данные о развитии и скорости протекания диссипативных процессов при горячей пластической деформации исследованного сплава могут быть использованы при оптимизации технологических режимов горячей обработки давлением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кайбышев О.А. Сверхпластичность промышленных сплавов. – М.: Металлургия, 1984. – 284 с.
2. Пуарье Ж.П. Высокотемпературная пластичность металлических тел / Пер. с франц. – М.: Металлургия, 1982. – 273 с.
3. Hot Working Guide A Compendium of Processing Maps Edited by Y.V.R.K. Prasad, S. Sasidhara. Department of Metallurgy Indian Institute of Science: Bangalore, 2004. 560 p.
4. Варгасов Н.Р., Рыбин В.В. Оптимизация температурно-скоростных режимов пластической деформации по критерию диссипации механической энергии// Металловедение и термическая обработка металлов. – 1999. – №9. – с. 52 – 56.
5. Варгасов Н.Р., Рыбин В.В. Аккумуляция и диссипация энергии при горячей пластической деформации титанового сплава//Вопросы материаловедения. – 1999. - №1(18). – с. 63 – 69.
6. Металлы и сплавы. Анализ и исследование. Физико-аналитические методы исследования металлов и сплавов. Неметаллические включения: Справ. / Б.К. Барахтин, А.М. Немец; Под. ред. Б.К. Барахтина — СПб.: НПО «Профессионал», 2006. — 490 с: ил., 8 л. ил.

7. Барахтин Б.К., Чашников В.Ф. Программа ЭВМ для мультифрактального анализа изображений структур металлов и сплавов // Вопросы материаловедения, 2001, N4(28). – с.5 - 8.
8. Барахтин Б.К., Варгасов Н.Р. Применение новых подходов в оценке структурно-механического состояния низколегированной рельсовой стали при термомеханической обработке // Материаловедение, 2014.- №12. – с.8 – 14.
9. Варгасов Н.Р., Барахтин Б.К. Новый подход к оценке структурного состояния рельсовой стали при горячей деформации//Материалы 4-й Международной научно-практической конференции. Современное машиностроение. Наука и образование. – СПбПУ. – 2014. – с.1095 – 1104.
10. Радкевич М.М. Особенности формирования структуры и механических свойств при программной механико - термической обработке Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование СПб.2008. СПбГПУ. СПб.№1(142) 2012.
11. Титановые сплавы. Металлография титановых сплавов. М.: Металлургия, 1980, 464 с.

N.R.Vargasov¹, M.M.Radkevich¹, B.K.Barahtin²

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;
²Saint-Petersburg State Marine Technical University, Russia

Abstract

Experimental study of the mechanical behavior of pseudo- α -titanium alloy in tension in a wide range of temperatures and strain rates. It is established that the characteristics of the structural-mechanical state influence on processes of dissipation of energy expended. Structural studies of the samples before and after tensile strain has allowed to establish the main mechanisms of the structural dissipative processes and to confirm the possibility of realization of superplasticity in the investigated alloy.

Keywords: titanic alloy, tension, dissipation, superplasticity

REFERENCES

- [1] Kaibyshev O. A. Superplasticity of industrial alloys. – М.: Metallurgy, 1984. – 284 p.
- [2] Poirier, J. P. high temperature plasticity of metallic bodies / TRANS. FR. – М.: Metallurgy, 1982. – 273 p.

- [3] Hot Working Guide A Compendium of Processing Maps, Edited by Y. V. R. K. Prasad, S. Sasidhara. Department of Metallurgy Indian Institute of Science: Bangalore, 2004. – 560 p.
- [4] Vargasov N. R., Rybin V. V. Optimization of temperature-rate modes of plastic deformation on the criterion of dissipation of mechanical energy// Metallography and heat treatment of metals. – 1999. No. 9. – p.52-56.
- [5] Vargasov N. R., Rybin, V. V., Accumulation and dissipation of energy by hot plastic deformation of titanium alloy//materials science. – 1999. - №1(18). – s. 63-69.
- [6] Metals and alloys. The analysis and research. Physical-analytical methods of research of metals and alloys. Nonmetallic inclusions: Ref. / B. K. Barakhtin, A. M. German; Under. ed. by B. K. Barakhtin — SPb.: NPO "Professional", 2006. — 490: I.1., 8 I II.
- [7] Barakhtin B. K., Chashnikov V. F. a computer Program for multifractal analysis of images of structures of metals and alloys // Problems of materials science, 2001, N4(28).- S. 5 - 8.
- [8] Barakhtin B. K., Vargasov N. R. New approaches in assessing the structural and mechanical condition of the low alloy rail steel during thermal treatment // Materials Science and Engineering, 2014.- № 12. C. 8-14
- [9] Vargasov N. R., Barakhtin B. K. a New approach to the assessment of the structural condition of rail steel during hot deformation//Materials of 4th International scientific-practical conference. The modern mechanical engineering. Science and Education. – SPBPU. – 2014. – S. 1095 – 1104.
- [10] Radkevich M.M. Peculiarities of structure and mechanical properties of soft mechanical and thermal processing of scientific and technical statements of Spbspu. Science and education. – SPBPU. – 2008. – No. 1 (142) 2012.
- [11] Titanium alloys. Metallography of titanium alloys. M.: Metallurgy, 1980, 464p.

Н.Р. Варгасов¹, М.М. Радкевич², Журавлев Д.С.³

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА



¹Николай Рафаилович Варгасов – д.т.н., профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: 8(812)554-2737, E-mail: nikolai.vargasov@gmail.com.



²Михаил Михайлович Радкевич – д.т.н., профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: 8(812)492-7658, E-mail: radmich@mail.ru.



³Дмитрий Сергеевич Журавлев – студент,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: +7(911)-120-52-09, E-mail: juravlevswim@gmail.com

Аннотация

Предложена технологическая схема горячей штамповки днищ из титанового сплава. Моделирование процесса позволило определить технологические режимы деформирования. Показано, что применение тепловых экранов исключает образование трещин на поверхности изделий.

Ключевые слова: моделирование, горячая штамповка, деформация, напряжение, температура, сопротивление деформации, пластичность.

Введение

Создание новых образцов глубоководной робототехники для освоения мирового океана невозможно без разработки новых материалов и новых технологических процессов изготовления изделий. Так, увеличение глубины погружения до 5 км и более возможно с применением материалов с пределом текучести выше 1000 МПа. К таким материалам относятся

высокопрочные титановые сплавы [1]. Однако их использование связано с большими трудностями при производстве изделий сложной конфигурации. Можно выделить две проблемы. Во-первых, при изготовлении заготовок часто возникают трещины на поверхности изделий, на обнаружение и удаление которых затрачиваются большие средства. Так, например, опыт штамповки полусферических деталей из титанового сплава ПТ-3Вкт показал [2], что процесс штамповки таких изделий нестабилен. На наружной поверхности полусфер образуются многочисленные трещины. Причиной образования микротрещин на поверхности является исчерпание ресурса пластичности сплава. Во-вторых, комплекс свойств заготовок из высокопрочных материалов часто не соответствует требованиям стандартов. При изготовлении некоторых полуфабрикатов из высокопрочных титановых сплавов малоцикловая долговечность и вязкость разрушения в морской воде снижается до катастрофически низких величин, а критический размер трещины при пределе текучести 1000 МПа составляет менее 2 мм [1]. Обе названные проблемы, возникающие при использовании высокопрочных материалов, могут быть решены путем совершенствования технологий горячей обработки давлением и широкого использования сверхпластичных титановых сплавов. Однако необходимо отметить, что реальные условия горячего деформирования как правило не являются изотермическими. Поэтому в связи с высокой чувствительностью структуры титановых сплавов к температурно-скоростным режимам деформирования для титановых полуфабрикатов характерна структурная неоднородность. Степень возникающей неоднородности структуры определяется не только величиной температуры, скорости, степени деформации, но, главным образом, градиентами этих характеристик. Отмеченная закономерность формирования структурной неоднородности характерна практически для всех высокопрочных титановых сплавов. Известно, что формообразование в состоянии сверхпластичности позволяет существенно уменьшить структурную неоднородность и поэтому является перспективной металлосберегающей технологией получения деталей и заготовок сложной формы [3-6]. Однако особенностями технологии обработки давлением конструкционных материалов в состоянии сверхпластичности является необходимость изотермических условий и относительно низкая скорость деформирования. В силу этого сверхпластическая формовка используется в основном в мелкосерийном производстве деталей из относительно легкоплавких сплавов [3]. Применение технологии обработки давлением в состоянии сверхпластичности в массовом производстве изделий из высокопрочных сплавов требует поиска новых конструкторско-технологических решений [7,8]. Учитывая отмеченную выше актуальность поставленной задачи, целью данной работы является исследование влияния температурно-скоростных условий деформирования на

показатели пластичности титанового сплава, а также модернизация технологии формообразования изделий типа «эллиптическое днище» на основе результатов имитационного моделирования.

Материалы и методика исследования

Механическим испытаниям в широком диапазоне температурно-скоростных условий были подвергнуты образцы, изготовленные из горячекатаного листового проката толщиной 40 мм. титанового сплава, химический состав которого представлен в табл.1.

Таблица 1

Химический состав исследованного сплава

Химический состав %									
Al	V	Mo	Fe	Si	C	O	H	N	Ti
5,4	2,0	1,2	0,25	0,3	0,1	0,15	0,08	0,04	Ост.

В исходном состоянии металл листа характеризуется типичной структурой, формирующейся при начале прокатки в однофазной β -области и окончании горячей прокатки в интервале температур двухфазного состояния титанового сплава (рис.1). Пластинчатая структура сплава характеризуется крупным исходным размером зёрен β -фазы (~300 мкм) и состоит из смеси α -пластин, разделённых прослойками β -фазы.



Рис.1. Исходная микроструктура сплава

Таблица 2

Размер зерна и фазовый состав сплава в исходном состоянии

Размер зерна, мкм		Фазовый состав, %	
α - фаза	β - фаза	α -фаза	β -фаза
8.0	6,4	90	10

Для испытаний на растяжение в широком интервале температурно-скоростных условий использовали разрывную машину UEN30 «Shimadzu» и модернизированную для горячих испытаний универсальную разрывную машину УМ5. Использовали стандартные разрывные пятикратные образцы диаметром 6 мм. С учетом геометрических размеров образца средняя скорость деформации $\dot{\epsilon}$ соответствовала интервалу $10^{-4} \div 10^{-1} \text{ с}^{-1}$. Для проведения структурных исследований деформированные растяжением образцы разрезали поперек оси и подготавливали металлографические шлифы. Структурные исследования выполнены с применением современных методов: световой и электронной сканирующей микроскопии.

Для цифрового моделирования процесса формообразования днищ использовали инженерный программный комплекс DEFORM-3D, а имитационное моделирование процесса формообразования изделий «днище» проводили в лабораторных условиях путем штамповки опытных заготовок днищ диаметром 85 мм, вырезанных из листа титанового сплава толщиной 3 мм. Тепловые экраны изготавливали и стали Ст1кп. Титановые заготовки в пакете с тепловыми экранами нагревали в лабораторной муфельной печи до температуры 940°C и штамповали на гидравлическом прессе усилием 50Кн.

Результаты экспериментов и их обсуждение

Результаты механических испытаний на растяжение показали, что вид зависимостей $\sigma(\epsilon)$ не противоречит устоявшимся представлениям о поведении металлических поликристаллов в условиях горячей деформации [7,9]. По мере увеличения пластической деформации напряжение плавно возрастало с выходом на «насыщение», уровень которого определялся конкуренцией процессов упрочнения и разупрочнения. Темп роста напряжений зависит от температуры испытаний и скорости деформирования. Такой вид диаграмм напряжение–деформация характерен для большинства металлов и сплавов, деформируемых при температурах, превышающих половину температуры плавления. В табл. 3 и табл. 4 представлены некоторые результаты механических испытаний на растяжение, где σ – напряжение течения при степени деформации 0,2, а δ – относительное удлинение при разрушении образца.

Таблица 3

Механические свойства титанового сплава при различных температурно-скоростных режимах деформирования

t, °C	σ , Мпа / δ , %			
	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}	10^{-1}
800	60/45	100/40	160/38	240/36

840	44/50	75/62	130/57	195/48
900	24/94	53/160	104/104	152/88
920	14/105	28/240	60/203	125/126
960	8,0/102	16/164	30/150	62/100
1000	5,8/80	10/140	18/96	32/70

Таблица 4

Зависимость показателя m от температуры и скорости деформирования

Скорость деф, c^{-1}	Температура, $^{\circ}C$					
	800	840	900	920	960	1000
10^{-3}	0,22	0,23	0,34	0,3	0,3	0,24
10^{-2}	0,2	0,23	0,26	0,33	0,32	0,25
10^{-1}	0,18	0,19	0,21	0,31	0,31	0,25

Результаты исследования влияния температуры и скорости деформации на относительное удлинение сплава при статическом растяжении со скоростью деформации $10^{-3} - 10^{-2} c^{-1}$ свидетельствуют о том, что в интервале температур $920 - 960^{\circ}C$ в исследованном сплаве показатель пластичности – относительное удлинение превышает 200%, а показатель чувствительности напряжения течения к изменению скорости деформации превышает 0,3. Следует отметить также, что высокая пластичность ($\delta \geq 100\%$) наблюдается даже при скорости деформации $10^{-1} c^{-1}$, что создает предпосылки для реализации данного эффекта в реальных промышленных условиях. Анализ структуры и фазового состава образцов сплава, деформированных при температурах $880 - 960^{\circ}C$, показал, что деформация сплава сопровождается ростом размера среднего диаметра зерна, изменением фазового состава, делением пластин α -фазы на фрагменты и их сферодизацией. Таким образом, механические испытания и исследования структуры образцов деформированных при различных температурно-скоростных условиях показали, что в исследованном сплаве при температурах $920 - 960^{\circ}C$ и скорости деформации $10^{-3} - 10^{-1} c^{-1}$ наблюдаются все признаки сверхпластичности.

Имитационное моделирование

Опыт производства эллиптических днищ из титановых сплавов показывает, что основными причинами образования трещин является неравномерность деформации заготовки из-за быстрого, неравномерного охлаждения поверхности заготовки при передачи ее к прессу и при контакте ее с штампом, высокий коэффициент трения титановой заготовки о поверхность матрицы и низкая пластичность сплава в температурно-

скоростном режиме деформирования. С целью предотвращения образования трещин на поверхности днищ был опробован ряд технологических приемов: применение высокотемпературных смазок, штамповка заготовок за несколько переходов, повышение температуры нагрева заготовки до 1050°C. Однако названные технологические мероприятия не привели к существенному улучшению качества поверхности изделий. Поэтому для изготовления широкой номенклатуры днищ из титановых сплавов рекомендуется использовать штампо-сварной вариант, заключающийся в штамповке элементов – лепестков и донышка и последующей механической обработке кромок, сборке и сварке. Очевидно, что выбранный вариант технологии производства днищ значительно увеличивает трудоемкость и снижает коэффициент использования материала. Поиски принципиально новой технологии изготовления днищ привели к идее использования при их штамповке тепловых технологических экранов, которые предохраняли бы заготовку от быстрого охлаждения и позволили деформировать заготовку в диапазоне температур эффекта сверхпластичности. Материалы для изготовления тепловых технологических экранов должны отвечать следующим требованиям: теплостойкость при температурах деформации (800-1000°C), механическая прочность при температурах горячей деформации и химическая пассивность к взаимодействию с титаном. Анализ свойств материалов, проведенный с использованием программы CES EDU Pack показал, что таким требованиям соответствуют углеродистые стали, оксиды алюминия, циркония, магния и теплозащитные полимеры.

Моделирование влияния тепловых экранов из углеродистой стали на скорость охлаждения титановой заготовки проводили на дискообразных заготовках диаметром 200 мм толщиной 10 мм. В качестве тепловых экранов использовали листовую углеродистую сталь марки Ст3 различной толщины: 2,5, 5,0 и 10 мм. Для исключения возможного взаимодействия при высоких температурах нагрева титанового сплава со сталью, заготовку из сплава шоопировали алюминием. Измерения скорости охлаждения осуществляли платина-платинородиевыми термопарами диаметром 0,5 мм, которые начеканивали в поверхности титановой заготовки. Запись изменения температуры во времени охлаждения осуществляли с использованием потенциометра КСП-4. Скорость охлаждения титановой заготовки рассчитывали в трех точках: центре, кромке и на расстоянии 0,5 радиуса как с тепловыми экранами, так и без них. Результаты измерения средней скорости охлаждения в интервале температур 1000-800°C при различной толщине тепловых экранов представлены в табл. 5.

Таблица 5

Скорость охлаждения титановой заготовки при различной толщине тепловых экранов.

Состояние заготовки	Толщина экрана, мм	Скорость охлаждения, °C/с		
		Центр	0,5R	кромка
Без шоопирования	Без экрана	1,5	1,8	3,6
	2,5	0,75	0,8	1,3
	5,0	0,6	0,7	1,2
	10,0	0,5	0,5	0,8
Шоопируемая	Без экрана	1,2	1,2	2,0
	2,5	1,0	0,7	1,1
	5,0	0,8	0,5	1,0
	10	0,6	0,4	0,8

В результате моделирования влияния шоопирования и стальных тепловых экранов на скорость охлаждения титановой заготовки установлено, что использование шоопирования алюминием толщиной 0,1 мм. скорость охлаждения титановой заготовки может быть понижена в 1.25-1.8. раза, а шоопирование заготовки и применение дополнительно стальных тепловых экранов скорость снижает скорость охлаждения в 3-4 раза. Такой эффект снижения скорости охлаждения при использовании шоопирования алюминием с использованием тепловых экранов позволяет снизить температуру нагрева титановой заготовки с 1000°C до 940°C, а температурный интервал штамповки с 1000-750°C до 940-900°C, что позволяет деформировать заготовку в интервале температур состояния сверхпластичности сплава.

Имитационное моделирование процесса формообразования изделий «днище» проводили в лабораторных условиях путем штамповки опытных днищ диаметром 85 мм, вырезанных из листа титанового сплава толщиной 3 мм. Тепловые экраны изготовляли из стали Ст3 толщиной 1 мм. Титановые заготовки в пакете с тепловыми экранами нагревали в лабораторной муфельной печи до температуры 900°C и штамповали на гидравлическом прессе усилием 50 кН. Технологическая схема штамповки днища с использованием тепловых экранов приведена на рисунке 2.

При штамповке эллиптических днищ в очаге деформации можно выделить две характерные зоны: зону непосредственного контакта заготовки с выпуклой центральной частью пуансона и зону свободную от контакта заготовки с матрицей и пуансоном. Деформируемая заготовка находится в условиях различного по характеру напряженного состояния: двухосного растяжения в центральной части днища и сжатия в периферийной.

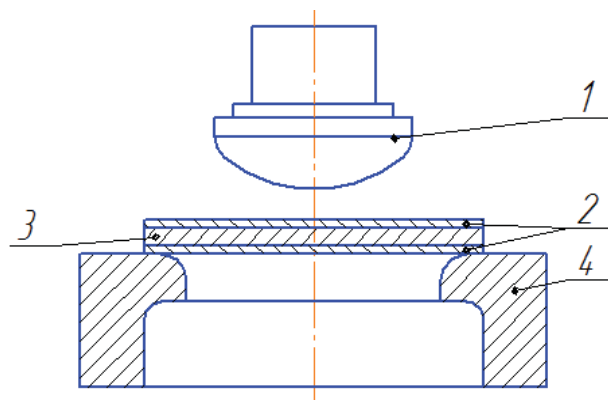


Рис.2. Технологическая схема штамповки дна. 1 – пуансон, 2 – тепловые экраны, 3 – титановая заготовка, 4 – матрица.

Анализ напряженного состояния при штамповке днищ показывает [10,11], что по направлению радиуса заготовки действуют радиальные напряжения растяжения σ_r , создаваемые усилием пуансона, а в тангенциальном направлении действуют напряжения сжатия σ_θ . Радиальное напряжение увеличивается от нуля на кромке до наибольшего значения на внутренней поверхности. Тангенциальное напряжение по абсолютной величине уменьшается с наибольшего значения на наружной поверхности до минимального значения на внешней поверхности днища. Из этой закономерности изменения радиального и тангенциального напряжений в зависимости от текущего радиуса r следует, что при некотором значении радиуса $r=R_0$ напряжение σ_r будет равно σ_θ . Необходимо отметить, что при проведении анализа напряженно-деформированного состояния заготовки при штамповке не учитывали трение. Истинная картина распределения напряжений может несколько отличаться от рассмотренной. Так в работе [12] установлено, что трение увеличивает радиус нейтрального сечения днища. Поэтому с целью изучения характера распределения пластических деформаций по наружной поверхности днища в процессе штамповки использовали метод координатных сеток. Результаты измерений радиальной тангенциальной деформаций представлены на рис. 3.

Из приведенных диаграмм видно, деформируемая титановая заготовка находится в условиях различного по характеру сложного напряженно-деформируемого состояния: двухосного растяжения в центральной части и сжатия в периферийной. Можно выделить две стадии процесса деформации заготовки: формообразование центральной (донной) части днища без значительного увеличения толщины периферийной (фланца) на первом этапе и интенсивное втягивание заготовки в матрицу при значительном увеличении толщины фланца заготовки на второй стадии.

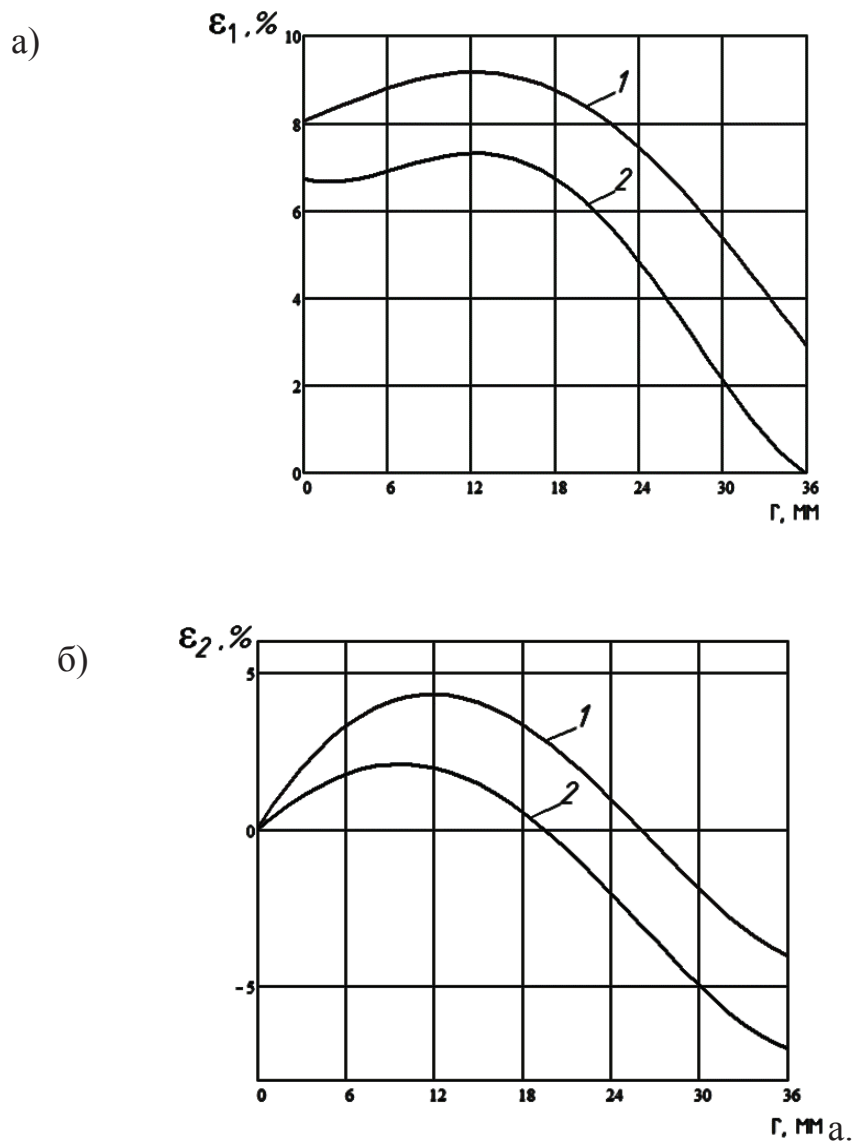


Рис.3. Относительная деформация в радиальном (а) и тангенциальном (б) направлениях. 1 – без тепловых экранов, 2 – с тепловыми экранами

Использование тепловых экранов несколько изменяют распределение деформаций на наружной поверхности штампуемого днища. В зоне максимальной деформации под влиянием тепловых экранов наблюдается увеличение деформации сжатия, а положение нейтрального сечения смещается к центру днища. Последнее, по-видимому, обусловлено уменьшением силы трения при штамповке со стальными тепловыми экранами, так как коэффициент трения титана о сталь примерно в 3-4 раза выше, чем коэффициент трения сталь-сталь. Моделирование и анализ деформированного состояния титановой заготовки в процессе штамповки показал, что тепловые экраны не только существенно уменьшают скорость охлаждения, но и изменяют соотношение тангенциальных и радиальных напряжений.

Заключение

На основе экспериментальных исследований поведения титанового сплава при различных температурно-скоростных условиях деформирования установлено, что в исследованном сплаве наблюдаются все признаки сверхпластичного поведения при температуре $900\div 940^\circ\text{C}$ и скоростях деформации $10^{-3} - 10^{-1} \text{ c}^{-1}$. Исследованиями структурных изменений, происходящих при деформации сплава, установлено, что в температурно-скоростных условиях пика пластичности происходят два процесса – это динамическая рекристаллизация и фазовое $\alpha \rightarrow \beta$ превращение. Пик пластичности показывает условия, при которых энергия, рассеиваемая через динамическую рекристаллизацию равна энергии, рассеиваемой через фазовое превращение. В процессе горячей деформации титановых сплавов происходит трансформация исходной пластинчатой структуры в зернистую, в результате которой в сплавах формируется мелкозернистая структура, необходимая для реализации состояния сверхпластичности. Установленные закономерности сверхпластичного открывают возможности для совершенствования технологий горячей обработки давлением и широкого использования сверхпластичных титановых сплавов при изготовлении эллиптических днищ.

Имитационное моделирование процесса формообразования изделий «днище» при различных температурно-скоростных условиях показал, что на наружной поверхности изделий образуется сетка трещин. Более крупные и глубокие трещины располагаются в зоне перехода от эллиптической к цилиндрической части изделия. Причиной образования трещин является не только быстрое уменьшение температуры заготовки, но и образование градиента температуры в заготовке при контакте ее с матрицей и пуансоном, что приводит к неоднородности деформации и, как следствие, ее локализации. Таким образом, при формообразовании следует избегать больших градиентов температур и скоростей деформации. Идеальной, с этой точкой зрения, является деформация в температурно-скоростных условия сверхпластичности.

Моделирование и экспериментальные исследование влияния шоопирования и тепловых экранов на скорость охлаждения титановой заготовки показали, что применение тепловых экранов при штамповке эллиптических днищ позволяет в 3-4 раза снизить скорость охлаждения титановой заготовки. Уменьшение скорости охлаждения заготовки позволяет, во-первых, снизить температуру нагрева заготовки, а во-вторых, деформировать заготовку в температурном интервале сверхпластичности сплава. Полученные результаты моделирования процесса штамповки титановых днищ с тепловыми технологическими экранами, а также достигнутая предельная простота в изготовлении и сборке пакета путем

свободного осесимметричного наложения тепловых экранов на титановую заготовку позволяет рекомендовать эту технологию в качестве основы для разработки реального промышленного технологического процесса производства титановых эллиптических днищ. Таким образом, практическая реализация сверхпластичности при изготовлении эллиптических днищ штамповкой позволит получать изделия высокого качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Использование высокопрочных сплавов титана для корпусов глубоководных аппаратов / Рябов В.М., Хесин Ю.Д., Разуваева И.Н. и др. // Судостроение. 1995, №4. с. 29 – 31.
2. Яковлев С.С., Кухарь В.Д., Ремнев К.С. Технологический процесс изготовления полусферических деталей. // Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. Вып.1. с. 185 – 191.
3. Кайбышев О.А. Сверхпластичность промышленных сплавов. М.: Металлургия, 1984, 124 с.
4. Варгасов Н.Р., Рыбин В.В. Оптимизация температурно-скоростных режимов пластической деформации по критерию диссипации механической энергии // МиТОМ. 1999, №9.с. 52-56.
5. Варгасов Н.Р., Рыбин В.В. Аккумуляция и диссипация энергии при горячей пластической деформации титанового сплава // Вопросы материаловедения. – 1999. - №1(18). с. 63-69.
6. Крюкова А.А., Варгасов Н.Р. Применение эффекта сверхпластичности в современном дизайне – В книге: Неделя науки СПбГПУ Материалы научно-практической конференции с международным участием. Санкт-Петербург, 2014. с. 136 – 138.
7. Варгасов Н.Р., Радкевич М.М. Закономерности поведения титановых сплавов в условиях структурной сверхпластичности. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5^{ой} Международной научно-практической конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. с. 1075 – 1087.
8. Варгасов Н.Р., Радкевич М.М. Сверхпластичность псевдо-альфа титановых сплавов под действием периодической нагрузки. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5^{ой} Международной научно-практической конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. с. 1088 – 1096.
9. Смирнов О.М. Обработка металлов давлением в состоянии сверхпластичности. – М.: Машиностроение, 1979, - 184 с.
10. Мошнин Е.М. Технология штамповки крупногабаритных деталей. – М.: Машиностроение, 1973. – 240 с.

11. Громов Н.П. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. – 340 с.
12. Лысов М.И., Закиров И.М. Пластическое формообразование тонкостенных деталей авиатехники. М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.

N. R. Vargasov¹, M. M. Radkevich², D.S. Zhuravlev³

MODERNIZATION OF MANUFACTURING TECHNOLOGY OF ELLIPTICAL BOTTOMS OF TITANIUM ALLOY

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The proposed technological scheme of forming of elliptical bottoms of titanium alloy. Used simulation method to determine the technological modes of deformation. It is shown that the use of thermal screens can solve the problem of cracking on the surface. The proposed technological scheme of forming of elliptical bottoms of titanium alloy. Used simulation method to determine the technological modes of deformation. It is shown that the use of thermal screens can solve the problem of cracking on the surface.

Key words: modeling, stamping, deformation, stress, temperature, deformation resistance, plasticity.

REFERENCES

- [1] The use of high-strength titanium alloys for hulls deep-sea submersibles / Ryabov V. M., J. D. Khesin, I. N. Razuvaeva. etc. // Shipbuilding. 1995, No. 4. p. 29 – 31.
- [2] Yakovlev S. S., Kukhar', D. V., Remnev K. S., the manufacturing process of hemispherical parts. // Izvestiya Tulgu. Technical Sciences. 2012. Vol.1. S. 185 – 191.
- [3] Kaibyshev O. A. Superplasticity of industrial alloys. M.: metallurgy, 1984,124p.
- [4] Vargasov N. R., Rybin V. V. Optimization of temperature-rate modes of plastic deformation on the criterion of dissipation of mechanical energy// Mitom. 1999, No. 9.with. 52-56.
- [5] Vargasov N. R., Rybin, V. V., Accumulation and dissipation of energy by hot plastic deformation of titanium alloy // materials science. – 1999.- №1(18).S.63-69.

- [6] Kryukov A. A., Vargasov N. R. The effect of superplasticity in modern design In the book: science Week of SPbSPU scientific-practical conference with international participation. Saint Petersburg, 2014. p. 136–138.
- [7] Vargasov N. R., Radkevich M. M. regularities in the behavior of titanium alloys in conditions of structural superplasticity. Modern engineering: Science and education: proceedings of the 5th International scientific-practical conference. – SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. University press, 2016. S. 1075 – 1087.
- [8] Vargasov N. R., Radkevich M. M. Superplasticity of pseudo-alpha titanium alloys under the action of periodic load. Modern engineering: Science and education: proceedings of the 5th International scientific-practical conference. – SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. University press, 2016. S. 1088 – 1096.
- [9] Smirnov O. M. Processing of metals by pressure in a state of superplasticity. – M.: Mashinostroenie, 1979, - 184.
- [10] Moshnin E. M. Technology for forming large parts. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 240 p.
- [11] Gromov N. P. The theory of processing of metals pressure. M.: Mashinostroenie, 1978. – 340 p.
- [12] Lysov M. I., Zakirov I. M. Plastic forming thin-walled parts of aircraft. M.: Mashinostroenie, 1983. – 176 p.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ АЭРОТЕРМОАКУСТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И СТРУКТУРУ АУСТЕНИТНЫХ СТАЛЕЙ С КАРБИДНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ



Галина Анатольевна Воробьева к.т.н., профессор;
Балтийский государственный технический университет «Воен-
мех» им. Д.Ф. Устинова, Россия, Санкт – Петербург, 196005,
1ая Красноармейская д. 1.



Елена Евгеньевна Складнова к.т.н., профессор,
Балтийский государственный технический университет «Воен-
мех» им. Д.Ф. Устинова, Россия, Санкт – Петербург, 196005,
1ая Красноармейская д. 1.

Аннотация

Рассмотрены технологические возможности метода аэротермоаку-
стической обработки по формированию механических и эксплуатацион-
ных свойств аустенитных дисперсионно-твердеющих сталей с карбидным
упрочнением. Приведены результаты исследований механических свойств,
микроструктуры, уровня микронапряжений в стали после стандартной
термообработки и аэротермоакустической обработки. Показаны возмож-
ности повышения механических свойств и теплостойкости сталей после
аэротермоакустической обработки.

Ключевые слова: аустенитная дисперсионно-твердеющая сталь, тер-
мообработка, аэротермоакустическая обработка, механические свойства,
теплостойкость.

Аустенитные дисперсионно-твердеющие стали с карбидным упроч-
нением представляют интерес в качестве жаропрочных материалов, ус-

пешно работающих в области относительно высоких температур, что обусловлено многокомпонентным легированием матрицы, субструктурой, формирующейся при выделении карбидных фаз и их влиянием[1-3]. Аустенитные стали с карбидным упрочнением должны обеспечивать высокую прочность при повышенных температурах и при сохранении достаточно высокой пластичности. Сочетание высокой прочности и пластичности достигается благодаря дисперсионному твердению путем выделения равномерно распределенных, дисперсных карбидных фаз. Стандартная термическая обработка аустенитных сталей (закалка с температур 1000-1150 °С с последующим высокотемпературным старением) не всегда обеспечивает все возрастающие требования по прочности и пластичности сталей[4-6]. Исследования, проведенные по влиянию аэротермоакустической обработки(АТАО) на формирование свойств сталей и сплавов[7-9], показали возможности АТАО повышать механические и эксплуатационные свойства материалов, следовательно, целесообразно оценить возможности обработки для улучшения свойств дисперсионно-твердеющих аустенитных сталей. Эти стали, дополнительно упрочненные АТАО, могут быть использованы, в том числе, для штампового инструмента: горячего деформирования, жидкой штамповки, горячего прессования порошковых материалов.

Материалы и методика обработки материалов

Преимуществом аустенитных сталей является отсутствие полиморфных превращений при нагреве в процессе работы штампового инструмента.

Инструмент из штамповых сталей горячего деформирования выходит из строя чаще всего из-за смятия гравюры штампа и образования сетки трещин разгара. При работе инструмента жидкой штамповки удельные усилия прессования достигают 250 МПа при стационарном режиме за 1 цикл (600-7000 с), в поверхностном слое инструмента (4-5 мм) градиент температур составляет 400...450°С ($\Delta T = T_{max} - T_{min}$), при этом температура контактных поверхностей в момент приложения давления достигает 800...870°С[5,6]. При таких температурах интенсивно протекают процессы разупрочнения. При горячей штамповке удельное усилие достигает 400...600 МПа и более. Скорость разупрочнения, при температуре близкой к температуре эксплуатации, может быть оценена по величине падения твердости за 1 час выдержки. Теплостойкость оценивалась как температура, выдержка при которой в течение 4 часов не снижает твердость ниже 40 HRC.

Исследование влияния АТАО на структуру и свойства аустенитных сталей проводилось на сталях, химический состав которых приведен в табл.1 .

Т а б л и ц а 1

Химический состав аустенитных сталей

Марка стали	Содержание элементов в % по массе							
	С	Si	Mn	Cr	V	Mo	Zr	B
5X10Г15М2Ф2Р	0,44	0,95	15,1	9,5	2,01	2,0	-	0,0057
5X10Г15МСФ2Ц Р	0,56	1,15	15,5	11,1	2,0	1,06	0,11	0,0058

АТАО проводилась на разных этапах технологического процесса термической обработки во время охлаждения: при закалке; после выдержки при старении; дополнительного нагрева после СТО (табл.2).

Т а б л и ц а 2

Режимы обработки аустенитных сталей 5X10Г15Ф2МСЦР и 5X10Г15М2Ф2Р

№	Обозначение вариантов обработки	Технологические операции режимов
	Стандартный	Закалка с 1150 °С в воду, старение при 750 °С 4 часа
	АТАО 1	Закалка с 1150 °С в воду, старение при 750 °С 4 часа, АТАО в процессе охлаждения после старения
	АТАО 2	Закалка с 1150 °С в воду, старение при 750 °С 4 часа, нагрев, АТАО в процессе охлаждения
	АТАО 3	АТАО в процессе закалки, охлаждение от 1000°С, старение при 750°С 2 часа

Обсуждение полученных результатов

Технологии АТАО применительно к аустенитным штамповым сталям горячего деформирования, реализованные по режимам, приведенным

в табл. 2, показали возможность существенного повышения их механических и эксплуатационных свойств (табл. 3). Обработка по схеме АТАО1 обеспечивает для обеих сталей по сравнению со СТО: повышение твердости, рост $\sigma_{0,2}$ на 150-200МПа, при повышении пластичности с 9 до 12%. Обработка по схеме АТАО2 для стали 5Х10Г15М2Ф2Р при росте $\sigma_{0,2}$ на 150 МПа обеспечивает повышение пластичности до ~20%; для стали 5Х10Г15МСФ2ЦР пластичность ~15% при аналогичном росте $\sigma_{0,2}$. АТАО3 стали 5Х10Г15МСФ2ЦР обеспечивает рост $\sigma_{0,2}$ на 250МПа без снижения пластичности. Теплостойкость сталей : 5Х10Г15Ф2МСЦР--860 °С; 5Х10Г15МФ2Р -820 °С.

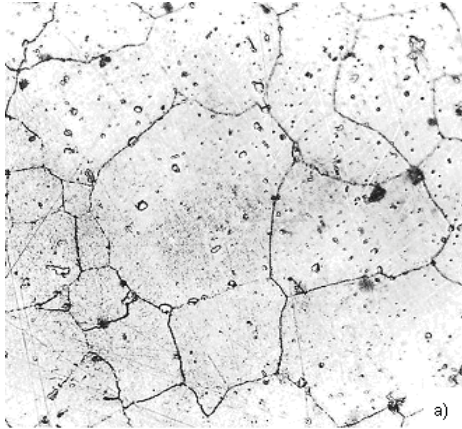
Т а б л и ц а 3

Механические свойства аустенитных сталей после обработки по стандартному режиму и с использованием АТАО

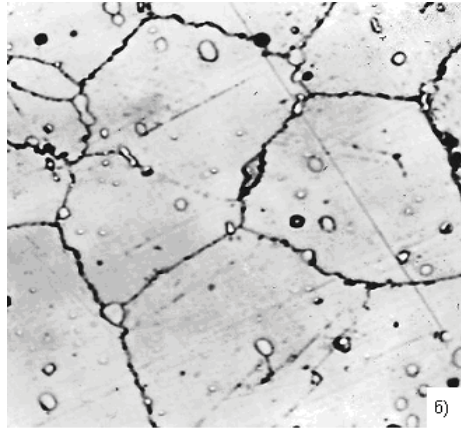
Марка	Режим обработки	Механические свойства					
		HRC	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	φ	КСУ кДж/ м ²
			МПа		%		
5Х10Г15Ф2МСЦР	СТО	42-43	1363	986	9	11	200-250
	АТАО 1	46-48	1370	1180	12	11	250-290
	АТАО 2	46-48	1490	1150	15	15	-
	АТАО 3	44-46	1390	1220	10	12	-
5Х10Г15МФ2Р	СТО	43-45	1365	940	9	8	250
	АТАО 1	47-48	1380	1080	12	10	-
	АТАО 2	44-46	1420	1090	21	30	-

Микроструктура сталей после СТО и СТО + АТАО приведена (на рис. 1.) При проведении СТО после старения закаленной стали возрастает количество и размер карбидной фазы, в том числе выделившихся по границам зерен, увеличивается размер зерна (рис.1,а,б). Твердость при этом возрастает с HRC 20÷22 в закаленном состоянии до HRC≈41-45 после старения и зависит от состава стали. Об уровне внутренних напряжений можно судить по ширине дифракционной линии (311), определяемой при РСА, она составляет после закалки с 1150°С в воду 12,62 мрад, а дополнительное старение при 750 °С в течение 4 часов увеличивает ее до 22,2 мрад. Из приведенных результатов видно, что старение приводит к увеличению ширины линии (311) на 40...70%, что свидетельствует о возрастании уровня

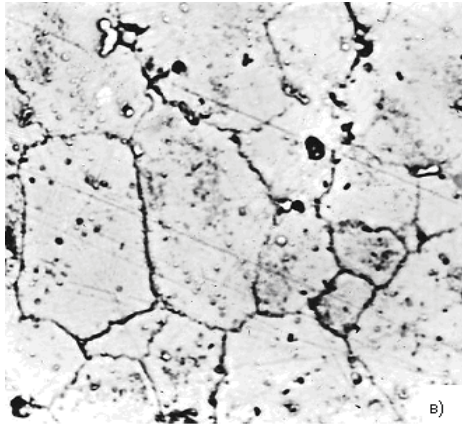
внутренних напряжений, вследствие выделения дисперсной фазы при старении стали.



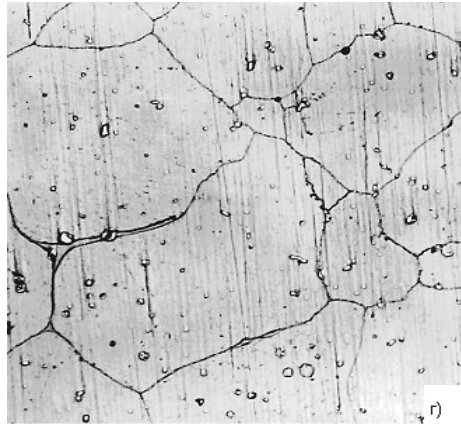
a



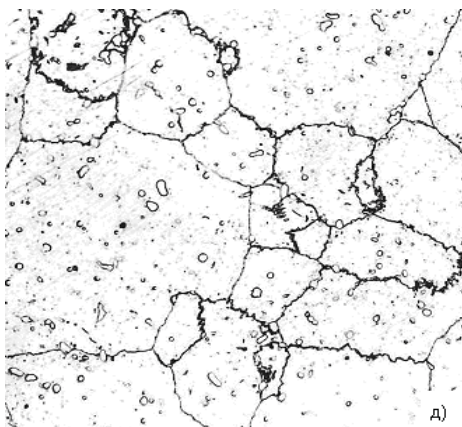
б



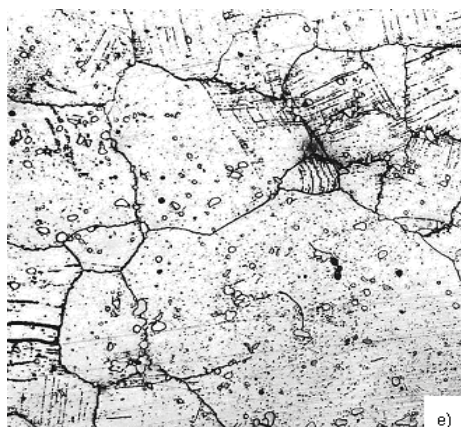
в



г



д



e

Рис.1. Микроструктура аустенитной стали 5X13Г10СФ2 (x1000): *a* – закалка с 1150°C в воде HRC 20÷22; *b* – закалка с 1150°C в воде, старение 750°C, HRC ≈43; *в* – закалка с 1000°C (АТАО), HRC ≈20; *г* – закалка с 1000°C (АТАО), старение 750°C HRC ≈50; *д* – закалка с 1150°C в воде, нагрев АТАО, HRC ≈15; *е* – закалка с 1150°C в воде, нагрев АТАО, старение 750°C, HRC ≈54

Исследование микроструктуры стали показало, что дисперсные выделения наблюдающиеся по границам зерен имеют размер 0,12...0,4мкм. Дисперсные фазы в стали 5X10Г15М2Ф2Р являются сложным карбидом типа $Me_{23}C_6$. Состав этого карбида, определенный микрорентгеноспектральным методом, включает хром, марганец, железо. В объеме зерен наблюдаются дисперсные включения карбида ванадия размером 30-50 нм.

Результаты анализа карбидной фазы на микроанализаторе «Кванти-мет» приведены в табл. 4 .

Т а б л и ц а 4

Изменения размера и количества карбидной фазы в стали 5X10Г15М2Ф2Р после обработки по разным технологиям

Вариант обработки	Площадь, занятая карбидной фазой, %	Максимальный размер карбидов, мкм	Количество карбидов размерами, мкм	
			До 1,44	От 1,44 до 7,2
СТО	1,75	14,4	284	967
АТАО 2	2,13	11,5	497	1152

Технологии АТАО-3 (процесс закалочного охлаждения), уменьшает размеры и увеличивает количество карбидной фазы, в том числе карбидов ванадия и циркония. Диспергирование упрочняющих фаз сопровождается изменением их морфологии. Морфология выделений после стандартной обработки – преимущественно кубической формы или в виде плен по границам зерен. После АТАО обеспечивается равномерность распределения карбидной фазы, преимущественно по зерну, измельчается зерно почти в 2 раза, границы имеют зубчатую форму, наблюдаются двойники скольжения декорированные упрочняющей карбидной или карбонитридной фазой (рис. 1д,е), что обеспечивает повышение прочности и вязкости стали без снижения пластичности [8].

АТАО (процесс охлаждения после предварительного нагрева до соответствующих температур отпуска или после полного цикла СТО), повышает пластичность без снижения прочности (для некоторых плавок ~ в 2

раза). Повышение пластичности, по-видимому, может быть связано с формированием субструктуры, с благоприятным влиянием обработки на характер взаимодействия карбидных и карбонитридных фаз с дислокациями, уменьшением остаточных напряжений в стали.

Применение АТАО обеспечивает благоприятное изменение свойств инструментальных сталей во всём сечении инструмента (при диаметре изделия ≤ 50 мм).

Использование АТАО по режиму 1 (табл.3) позволяет повысить прочность стали (предел текучести) без снижения пластичности, по режиму 2 – повысить пластичность без снижения прочности за счет формирования субструктуры, образования блоков, разделенных малоугловыми границами, проницаемыми для перемещения дислокаций. Таким образом, в зависимости от поставленной цели может быть выбран технологический режим АТАО 1, если требуется повышенное сопротивление смятию от материала штампа, или режим АТАО 2, если штамп имеет сложную конфигурацию и требуется повышенная пластичность стали, чтобы избежать появления трещин.

Технологии АТАО обеспечивают существенное повышение таких характеристик металла как прочность, твердость, пластичность, ударная вязкость и теплостойкость по сравнению с традиционными методами термической и физико-химической обработки. Это технология обработки, как заготовок, так и готовых изделий.

В зависимости от технологических процессов на предприятии новые технологии могут включаться в стандартную термическую обработку (СТО) или проводиться после СТО.

Процессы, происходящие в металле при проведении упрочняющей обработки (например, пластическая деформация, аэротермоакустическая обработка) можно разделить на неравновесные, приводящие к упрочнению и самопроизвольные, приводящие к уменьшению энергии системы и разупрочнению т.е. имеет место многоуровневый релаксационный процесс [10]. При этом происходит изменение внутреннего поля напряжений (упругих деформаций материала) в направлении увеличения масштаба неоднородности этого поля. Предопределенность в направлении формирования структуры при проведении АТАО, выражающаяся в измельчении зерна, блоков, структурных составляющих, гомогенизации структуры, а также стабильности возникающих структур позволяют предполагать термодинамический характер этого процесса. Движущие силы динамической самоорганизации связаны со стремлением к минимуму свободной энергии системы, к равновесию, но не внутри отдельных элементов, а между элементами в структуре определенного уровня [11]. При этом нужно учитывать не только величину внешних воздействий (напряжений), возникающих при проведении АТАО, но и их многоцикличность. В работе [11] авторами был

концептуально рассмотрен механизм формирования микроструктуры и свойств технического железа при АТАО, что позволило установить, что при АТАО реализуются механизмы зернограничного и дислокационного упрочнения т.е. протекает микропластическая деформация, образуется структура типа видманштеттова феррита. При этом наблюдается значительное измельчение зерен феррита, что свидетельствует о протекании процессов полигонизации и частично рекристаллизации. Эти изменения микроструктуры обуславливают изменение прочности и твердости материала. Аналогичные процессы (микропластическая деформация, формирование субструктуры стали, измельчение карбидной фазы, изменение ее состава) происходят и при АТАО сталей аустенитного класса.

Выводы

1. Улучшение механических свойств штамповых сталей связано с изменением их структуры под воздействием АТАО, что обеспечивает повышение износостойкости и теплостойкости, а, следовательно, и увеличение долговечности инструмента.

2. АТАО аустенитных штамповых сталей горячего деформирования, осуществляемая по соответствующим режимам, позволяет формировать свойства материалов в желаемом направлении: повышать прочность без снижения пластичности или значительно повышать пластичность без снижения прочности.

3. АТАО является средством уменьшения уровня остаточных напряжений.

4. Приведенные исследования позволяют использовать полученные результаты при разработке технологии упрочнения (АТАО) штамповых сталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Позняк Л.А., Скрынченко Ю.М., Тишаев С.И. Штамповые стали. М.: Металлургия, 1980, с. 244
2. Геллер Ю.А. Инструментальные стали. М.: Металлургия, 1983. с.526
3. Бернштейн М.Л., Рахштадт А.Г. Металловедение и термическая обработка стали : Справочник. Т.2. М: Металлургия, 1983. с.365
4. Лысак А.И., Никулин Б.И. 1975. Физические основы термической обработки стали . 1975. 185 с.
5. Куниловский В.В. , Крутикоа В.К. Литые штампы для горячего объемного деформирования. Л:Машиностроение, 1987. с.126
6. Сагарадзе В.В., Уваров А.И. Упрочнение аустенитных сталей. М: Наука, 1989. 270 с.

7. Воробьева Г.А., Складнова Е.Е. Влияние аэротермоакустической обработки на процесс графитизации в ковких и серых чугунах и их свойства.//Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 3-й Международной научно-практической конференции. 2013 г. Из-во Политехнического ун-та. СПб, 2013. С.1102-1112
8. Воробьева Г.А, Складнова Е.Е. Исследование влияния аэротермоакустической обработки на структуру и свойства быстрорежущих сталей.//Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 4-й Международной научно-практической конференции. 2014 г. СПб, из-во Политехнического ун-та, 2014. С.1107-1117.
9. Воробьева Г.А., Складнова Е.Е. Исследование влияния аэротермоакустической обработки на структуру и механические свойства штамповых сталей.//Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 5-й Международной научно-практической конференции. 2016 г. СПб, из-во Политехнического ун-та, 2016. С. 1097-1106.
10. Кристал М.М. О термодинамическом подходе к структурообразованию при пластической деформации//Материаловедение.2003.№11.С.9-13.
11. Ерофеев В.К., /В.К.Ерофеев, Г.А. Воробьева/ Концептуальная модель влияния АТАО на свойства металлических материалов.// Металлообработка. 2009. №3 С.31-38.

G. Vorobiyova, E. Skladnova

ANALYSIS OF THE INFLUENCE AEROTHERMOACOUSTIC TREATMENT ON MECHANICAL CHARACTERISTICS AND STRUCTURE OF AUSTENITIC STEELS WITH CARBIDE HARDENING

St.Petersburg Baltic State Technical University «VOENMEH», Russia

Abstract

Discusses the technological capabilities of the method aerothermoacoustic on the formation mechanical properties of austenitic dispersion-hardened steels with carbide hardening. The results of investigations of mechanical properties, microstructure, level of microstresses in stukeley after standard heat treatment and aerothermoacoustic processing. The possibilities of increasing mechanical properties and heat resistance of steels after aerothermoacoustic processing

Key words: Austenitic dispersion-hardened steels, heat treatment, aerothermo-acoustic processing, mechanical properties, heat resistance

REFERENCES

- [1] Poznyak L. A., Skrynchenko Y. M., S. I. Tishaev Die steels. M.: Metallurgy. 1980, p. 244
- [2] Geller Y. A. Tool steel. M.: Metallurgy, 1983.p.526
- [3] M. L.Bernshtein, M. L., A. G. A. G Ruhstadt .The metallography and heat treatment of steel : Reference book.T.2. M: Metallurgy,
- [4] Lisak, A. I. And Nikulin, I. B. 1975.Physical fundamentals of heat treatment of steel .1975.185 p
- [5] Kunilovsky V. V. ,V. K. Kruthika cast dies for hot volumetric deformation. Leningrad:Mashinostroenie,1987.p.126
- [6] Sagaradze V. V.,Uvarov A. I. Hardening of austenitic steels. M: Nauka, 1989.p..270
- [7] Vorobiyova G.A.,Skladnova E.E.//The modern mechanical engineering. Science and edu-cation. Materials of the 3international scien-tific – practical conference 2013.Polytechnical Univer-sity.2013. Pp.1102-1112.
- [8] Vorobiyova G.A.,Skladnova E.E. Study of the effect of aerothermoacoustic treatment on the structure and properties of high speed steels.//The modern mechanical enginee-ring. Science and education. Mate-rials of the 4 international scientific – practical conference 2014.Polytechnical University. 2014. Pp.1107-1117.
- [9] Vorobiyova G.A.,Skladnova E.E. Study of the effect of aerothermoacoustic treatment on the structure mehanic properties of die steels.//The modern mechanical enginee-ring. Science and education. Materials of the 4 inter-national scientific –practical conference 2016.Polytechnical University. 2016. Pp.1097-1106.
- [10] Krishtal M.M. On thermodynamic approach to the structure formation during plastic deformation //Materials.2003.№11.Pp.31-38
- [11] Erofeev V.K. ,Vorobiyova G.A The conceptual model of the effect of ATA0 on the properties of metallic materials.//Metalworking.2009.№ 3. Pp.31-38

А.В. Гоциридзе¹, Д.Л. Кедо², К.В. Мартынов³

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ СЛИТКОВ ИЗ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ ПОЛУЧАЕМЫХ ПОЛУНЕПРЕРЫВНЫМ МЕТОДОМ ЛИТЬЯ



¹ Гоциридзе Алексей Вахтангович, к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия Тел. 8 (951) 640 94 59, E-mail: agv51@inbox.ru



² Кедо Дмитрий Леонидович, начальник технического управления, АО “Завод Красный Выборжец” Свердловская набережная, 12, Санкт-Петербург, 195009, Россия, E-mail: kedo@mail.ru



³ Мартынов Константин Викторович, к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный политехнический университет ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия Тел. 8 (911) 755 44 10, E-mail: martunov@inbox.ru

Аннотация

В статье изложены результаты исследований равномерности распределения механических свойств и однородности структуры по длине слитков из сплавов на основе меди полученных полунепрерывным методом литья.

Ключевые слова. Полунепрерывное литье, индукционная печь, плавка, цветные металлы, макроструктура, механические свойства.

Исследования проводили в рамках мероприятий по контролю качества продукции, выпускаемой АО “Завод”Красный Выборжец”. Предприятие обладает своим литейно-плавильным, прокатным, прессовым и волочильным производством, что позволяет выпускать широкую номенклатуру изделий из меди и различных, в том числе

сложнолегированных сплавов на ее основе – бронз, латуней, медно-никелевых и жаропрочных сплавов.

Так продукция прокатного производства, оборудованного станами горячей прокатки ДУО 850 и ДУО 1100, и холодной прокатки кватро с рабочими валками 150 мм, 250 мм, 400 мм, 500 мм включают в себя холоднокатаные листы толщиной от 1,5 до 20 мм и шириной от 750 до 1050 мм, холоднокатаные и горячекатаные крупногабаритные плиты толщиной до 200 мм, шириной от 1300 до 3200мм и длиной до 9000 мм.

Прессовое производство выпускает широкую номенклатуру пресованных прутков различного сечения диаметром от 10 до 300 мм и труб диаметром до 300 мм и толщиной стенки от 1 мм. Горизонтальные гидравлические прессы усилием 15МН и 30МН позволяют обрабатывать заготовки диаметром до 500 мм и длиной до 800 мм, а волочильные станы с усилием волочения от 30кН до 750кН позволяют получать холоднодеформированные трубы диаметром до 315 мм.

Исходными заготовками для всех этих разнообразных видов продукции являются слитки, производимые на собственном плавильно-литейном производстве. Качество этих слитков – отсутствие литейных дефектов, однородность по структурному и химическому составу – определяют качество готовой продукции[1,2,5].

Плавка основной массы металла осуществляется в индукционных канальных печах открытой выплавки мощностью до 10 тонн. В этих печах защита расплава от окисления осуществляется покрытием зеркала расплава (углеродом, древесным углем). Этот способ обеспечивает получение сплавов в строгом соответствии требованиям по химическому составу по основным элементам.

При повышенных требованиях к содержанию примесей в специальных сплавах плавка проводится в индукционных вакуумных тигельных, вакуумно-дуговых или электрошлаковых печах.

Отливка слитков осуществляется в установках полунепрерывной отливки по схеме показанной на рисунке 1. Имеющееся в плавильно-литейном производстве оборудование и оснастка позволяет получать слитки массой до 7 тонн и диаметром до 780 мм.

Технологический процесс производства слитков на первом этапе включает в себя следующие операции: приготовление шихты заданного состава, загрузка ее в печь и расплавление металла. Применение индукционного нагрева способствует интенсивному перемешиванию расплава, что обеспечивает равномерное распределение компонентов металла по всему объему печи. После нагрева расплава до заданной температуры металл подается в водоохлаждаемый кристаллизатор установки полунепрерывной разливки. Перед началом заливки металла нижнее отверстие кристаллизатора закрывается поддоном, который препятствует вытеканию расплава и формирует донную часть слитка.

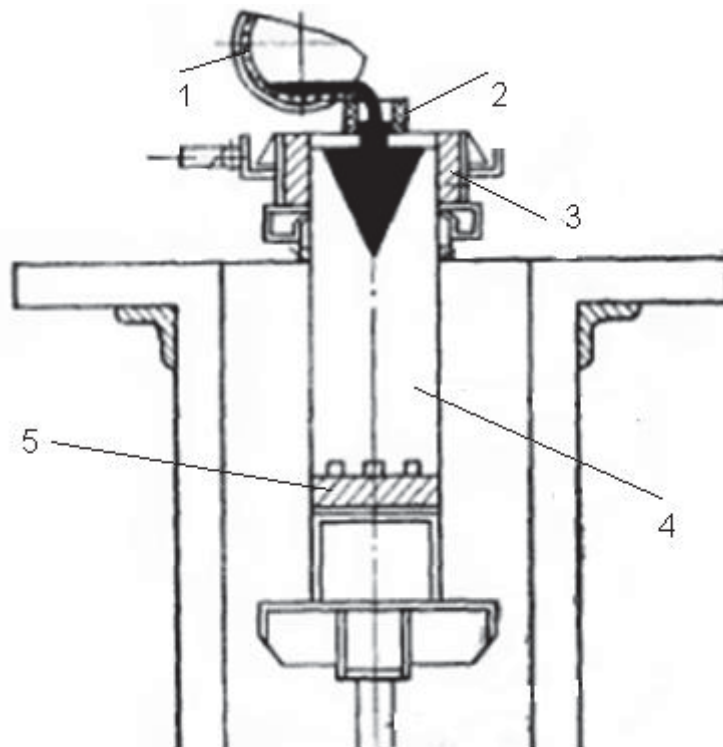


Рис.1. Схема литейной машины: (1-печь, 2-разливочное устройство, 3-кристаллизатор, 4 –слиток, 5 – поддон).

По мере затвердевания металла в кристаллизаторе поддон опускается вместе с закристаллизовавшейся частью слитка, которая на выходе из кристаллизатора дополнительно охлаждается душированием. Процесс осуществляется до полного расходования расплава печи. Из одной плавки можно получить один или несколько слитков.

Скорость выхода слитка от 2 до 6 м/ч. Машины полунепрерывной отливки позволяют производить слитки длиной до 3 метров. Условия формирования слитков на начальной и конечной стадиях процесса существенно отличаются от условий на основной установившейся стадии, что влечет за собой отличие в структуре и свойствах металла. Кроме того в верхней литниковой части слитка концентрируются все дефекты (усадочная раковина, поры, шлаковые включения) присущие технологии литья [3,4,6].

Поэтому после остывания слитка его донная и литниковая части отрезаются на ленточнопильном станке и отправляются на переплавку. Масса отрезаемых частей может составлять до 20-30% от массы слитка. Годная часть слитка разрезается на мерные длины под размеры заготовок для прессования или прокатки [7,8,10].

Для того, чтобы структура и свойства конечной продукции, полученной из металла одной плавки были одинаковы внутри всей партии

необходима однородность по структуре и химическому составу материала слитка по всей его длине [9,11]. Это однородность обеспечивается созданием необходимых условий кристаллизации металла при строгом соблюдении соответствующих режимов работы установки полунепрерывной отливки слитков.

Целью данной работы являлась качественная оценка одинаковости свойств и структуры в различных по длине частях слитков полученных полунепрерывным методом литья.

Исследования проводили на слитках из сплавов БрАЖН 10-4-4 и БрАЖНМц 9-4-4-1, исходной длиной 3 метра. После отделения донной и литниковой части, длина слитков составила 2,5 метра.



а)

б)



в)

Рис. 2. Макроструктура поперечного разреза слитка: а) – нижняя часть, б) - средняя часть, в) – верхняя часть.

Определялись механические свойства, химический состав и визуально оценивалась структура металла в поперечных сечениях слитков, соответствовавших местам отреза литниковой и донной части слитка, а также посередине его годной части.

В качестве примера ниже представлены результаты исследований, выполненных на слитке ϕ 175 мм, длиной 2,5 метра, из сплава БрАЖН 10-4-4, являющемся заготовкой под последующее прессование на диаметр 20 мм.

Химический состав бронзы БрАЖН 10-4-4 в соответствии с ГОСТ 18175-78 приведен в таблице №1.

Таблица 1

Al, %	Fe, %	Ni, %	Cu, %	Примеси, %
9,5 – 11,0	3,5 – 5,5	3,5 – 5,5	остальное	<0,7

Макроструктура поперечного разреза нижней а), средней б) и верхней в) частей слитка представлена на рисунке 2. Хорошо видна плотная без макро дефектов структура, свойственная слиткам полученным полунепрерывным способом. Вблизи периферийной зоны поперечного сечения слитка наблюдается мелкозернистая, близкая равноосной структура, образование которой обусловлено более высокой скоростью кристаллизации расплава из-за контакта с холодными стенками кристаллизатора. В направлении к центру менее интенсивное охлаждение расплава способствует большему росту кристаллитов с явно выраженной ориентацией.

Характер распределения зон свидетельствует об одинаковости условий кристаллизации по всей длине годной части слитка.

Механические свойства материала оценивались по значениям твердости определявшейся по методу Бринелля.

Таблица 2

Результаты измерения твердости в различных частях слитка, НВ 10/1000/30			
№ изм.	нижняя часть	средняя часть	верхняя часть
1	173-172	175-175	173-174
2	173-173	174-173	174-173
3	172-172	174-172	172-174
4	174-173	175-174	172-175

5	174-174	174-175	172-173
6	175-174	173-173	173-172
7	173-175	174-172	175-174

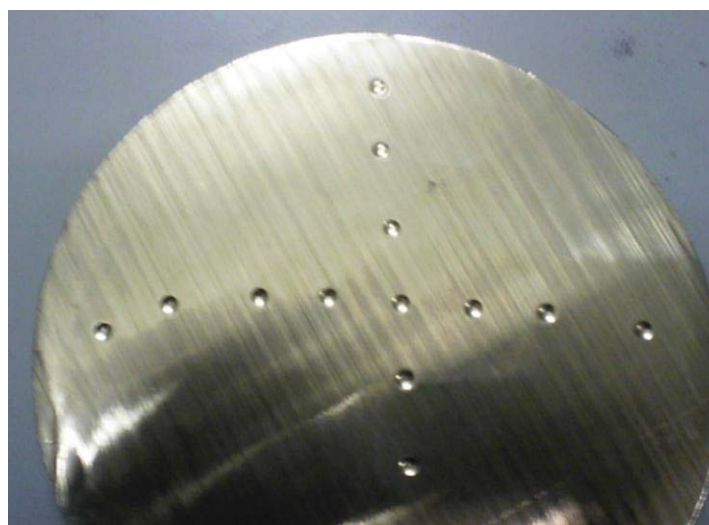


Рис. 3. Определение твердости металла в поперечном сечении слитка (НВ 10/1000/30).

Замеры осуществлялись в двух взаимно перпендикулярных направлениях (рис.3). В таблице №2 соответствующие значения твердости даны через дефис. Результаты проведенных измерений свидетельствуют об одинаковом уровне механических свойств металла во всех частях слитка.

Оценка механических свойств металла по значениям твердости по Брюнелю не выявило различия в уровне этих свойств в зоне крупнозернистой структуры (измерения 2-6) и периферийной зоне (измерения 1 и 7).

Также не удалось обнаружить заметную разницу в величине отпечатков сделанных на межзеренных границах и в центре одиночного зерна.

Спектральный анализ выполненный по ГОСТ 9717.2 показал однородность металла по химическому составу (Таблица №3).

Таблица 3

Части слитка	Al, %	Fe, %	Ni, %	Cu, %	Примеси, %
нижняя	10,25	4,11	3,96	ост.	<0,3
средняя	10,24	4,11	3,96	ост.	<0,3
верхняя	10,24	4,11	3,97	ост.	<0,3

Аналогичные результаты были получены при исследовании слитка из сплава БрАЖНМц 9-4-4-1.

Выводы

1. Технология получения слитков из сплавов на основе меди полунепрерывным методом литья с использованием канальных индукционных печей обеспечивает практически одинаковый химический состав металла во всем объеме слитка.
2. Последовательное затвердевание расплава в кристаллизаторе позволяет получить однородную структуру по всей длине слитка.
3. Однородность по химическому составу и постоянство условий кристаллизации и охлаждения металла обеспечивают одинаковый уровень механических свойств материала во всех частях слитка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николаев А.К., Костин С.А. Медь и жаропрочные медные сплавы. Москва:ДПК Пресс,2012.
2. Осинцев О.Е. Медь и медные сплавы. М.: Машиностроение, 2004.
3. Пугачева Н.Б., Овчинников А.С., Лебедь А.В. Анализ дефектов промышленных заготовок из легированных латуней. ОАО «Ревдинский завод по обработке цветных металлов», 2012.
4. 4.Машиностроение. Энциклопедия. Том III-2. Технологии заготовительных производств. Под ред. В.Ф. Мануйлова, Москва, «Машиностроение», 1995.
5. Меркулова Г.А. Металловедение и термическая обработка цветных сплавов. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2008.
6. Штанов Е. Н., Штанова И. А. Цветные металлы и сплавы. Н. Новгород: Вента-2, 2001.
7. Баричко Б.В., Космацкий Я.И., Панова К.Ю. Технология процессов прессования. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011.
8. Матвеев И. В., Оборудование литейных цехов. М.: МГИУ, 2003
9. Галдин М.Н., Цветное литье: Справочник. М.: Машиностроение, 1989.
10. Курдюмов А.В. и др., Производство отливок из сплавов цветных металлов. М.: МИСиС, 1996.
11. Непомнящий В.Н. Основы производства сплавов цветных металлов. Красноярск: ГАЦМиЗ, 2002.

THE STUDY OF THE STRUCTURE AND PROPERTIES OF INGOTS OF NONFERROUS METALS OBTAINED BY SEMI-CONTINUOUS CASTING

¹St.Petersburg State Polytechnical University, Russia;

² St.Petersburg AO Zavod Krasny Vyborzhets, Russia

Abstract

This article presents findings renominate distribution of mechanical properties and the homogeneity of the structure along the length of ingot of an alloy based on copper obtained by semi-continuous casting.

Key words. Semi-continuous casting, induction furnace, smelting, non-ferrous metals, macrostructure, mechanical properties.

REFERENCES

- [1] Nikolayev A. K., Kostin, S. A. Copper and heat-resistant copper alloys. Moscow:DPKPress,2012.(rus.)
- [2] Osintsev, O. E. Copper and copper alloys. M.: Mashinostroenie, 2004. (rus.)
- [3] Pugacheva N. B., Ovchinnikov A. S., Swan, A.V., Analysis of defects in industrial billets from alloyed brasses. JSC "Revdinsky plant on processing nonferrous metals", 2012. (rus.)
- [4] Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. Tom III-2. Tekhnologii zagotovitelnykh proizvodstv. Pod red. V.F. Manuylova, Moskva, «Mashinostroyeniye», 1995.(rus.)
- [5] Merkulova G. A., Metallography and heat treatment of nonferrous alloys. Krasnoyarsk: Sib. Feder. University, 2008. (rus.)
- [6] Pants E. N., Stanova I. A. non-ferrous metals and alloys. N. Novgorod: Venta-2, 2001. (rus.)
- [7] Barichko B. V., Kosmach, I. Ya., Panov K. Y. Technology pressing processes. Chelyabinsk: Publishing centre of SUSU, 2011. (rus.)
- [8] Matveenko I. V., Equipment of foundry shops. M: MGIU, 2003. (rus.)
- [9] Galdin N. M., Ferrous casting: a Handbook. M.: Mashinostroenie, 1989. (rus.)
- [10] Kurdyumov A. V. et al., Production of castings from alloys of non-ferrous metals. M.: MISiS, 1996. (rus.)
- [11] Nepomniaschy V. N. The basis for the production of alloys of nonferrous metals. Krasnoyarsk: Gezmis, 2002. (rus.)

В.С. Мамутов¹, А.В. Мамутов²

МОДЕЛИРОВАНИЕ КАНАЛА ВЫСОКОВОЛЬТНОГО РАЗРЯДА В ВОДЕ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКЕ



¹Мамутов Вячеслав Сабайдинович,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: mamutov_vs@spbstu.ru



²Мамутов Александр Вячеславович,
Оклендский университет
США, Мичиган, Рочестер
E-mail: a.mamutov@yahoo.com

Аннотация

С использованием вычислительного комплекса LS-DYNA 971[®] разработана методика моделирования расширения плазменного канала в воде в условиях высоковольтного разряда в воде. Задавался ввод энергии в плазму, вода моделировалась идеальной сжимаемой жидкостью. При моделировании жидкости и плазмы в канале разряда использована техника *ARBITRARY LAGRANGE EULERIAN*. Результаты моделирования подтверждены экспериментально.

Ключевые слова: высоковольтный разряд в жидкости, расширение плазменного канала, компьютерное моделирование, комплекс LS-DYNA 971, использование техники *ARBITRARY LAGRANGE EULERIAN*

Введение

Силовые эффекты, возникающие при высоковольтном разряде в жидкости, широко применяются в процессах электрогидроимпульсной штамповки (ЭГИШ) автомобильных деталей, в машиностроении [1, 2].

Высоковольтный электрический разряд в жидкости применяется также в других разрядно-импульсных технологиях: процессах разрушения, дробления и измельчения материалов, в том числе – в медицине для разрушения камней в почках; для интенсификации химико-технологических процессов; в добыче полезных ископаемых и в ряде других приложений [3]. Во всех этих процессах источником импульсного давления является расширение плазменного канала, образующегося при высоковольтном разряде конденсаторной батареи на искровой промежуток в жидкости. Особенностью характеристик импульсного давления при высоковольтном электрическом разряде в жидкости является относительно короткий фронт давления вблизи канала разряда (0.1...10 мкс) и высокая амплитуда (до нескольких ГПа) при достаточно большой общей длительности процесса, достигающей нескольких мс. Это и часто присутствующие эффекты нелинейности действия давления жидкости на объект воздействия предъявляет определенные требования к устойчивости вычислительного алгоритма, используемого при расчетах. В настоящее время одним из наиболее эффективных конечно-элементных комплексов для компьютерного моделирования высоковольтного разряда в жидкости является LS-DYNA 971 [4]. Данный программный комплекс при расчете одновременного взаимодействия нескольких подвижных и жестких сред позволяет использовать лагранжево-эйлеровый алгоритм (*ALE*), что совместно с техникой *Multi-Material* и *FSI (Fluid-Structure Interaction)* позволяет решить проблему искажения сетки и рассчитывать процессы течения жидкостей и газов в замкнутых объемах сложной формы [5]. Применительно к ЭГИШ канал высоковольтного разряда в жидкости для случая цилиндрической геометрии моделировался в работе [6], а для случая камеры с соосными близко расположенными электродами – в работах [7 – 9]. Практически ранее этих работ успешных работ в области моделирования плазменного канала разряда в воде при ЭГИШ не было.

Целью данной работы являлась показать особенности разработки модели канала при инициировании электрического разряда в замкнутом объеме жидкости в программном комплексе LS-DYNA 971, а также оценить влияние численных параметров на корректность моделирования.

Модель канала разряда в воде и исходные данные для расчета

Моделирование канала высоковольтного разряда в жидкости для случая цилиндрической геометрии канала разряда было сделано в программном комплексе LS-DYNA 971 в работе [6]. Выбор простой геометрии канала был обусловлен наличием экспериментальных данных по параметрам функции мощности ввода электрической энергии в канал разряда, полученных на основе измерения импульсных тока разряда и

напряжения на электродах (рис. 1, а). Результаты данного эксперимента также использовались в настоящей работе.

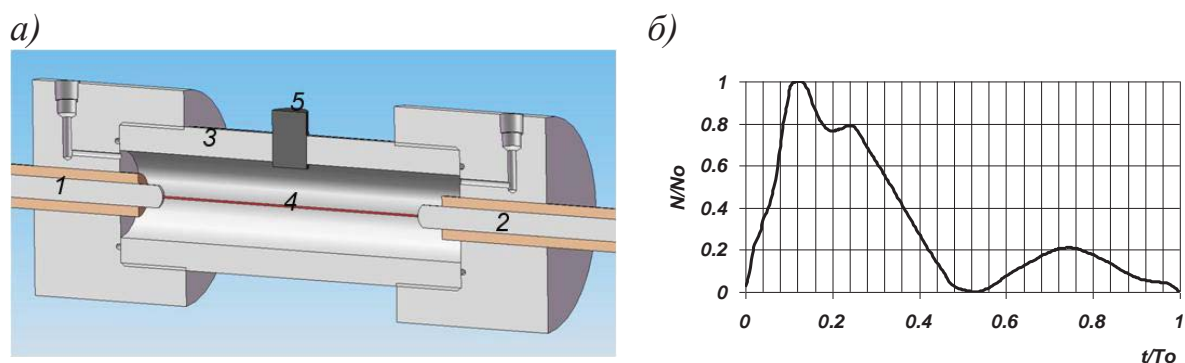


Рис. 1. Разрядная камера (а): 1, 2 – электроды, 3 – камера, 4 – взрывающийся проводник, 5 – пьезоэлектрический датчик импульсного давления и (б): экспериментальная функция мощности ввода электрической энергии в канал разряда ($N_0 = 63.5 \cdot \text{МВт}$, $T_0 = 154 \text{ мкс}$)

Эксперимент проводился на электрогидроимпульсной установке с емкостью конденсаторной батареи 50 мкФ и напряжением заряда до 30 кВ. При разряде конденсаторной батареи электрогидроимпульсной установки на электроды 1 и 2 происходил взрыв проволоочки 4 из нихрома длиной 160 мм и диаметром 0.3 мм. Разряд осуществлялся в камере 3, заполненной водопроводной водой. В стенке камеры устанавливался пьезоэлектрический датчик импульсного давления 5. Диаметр внутренней стенки камеры равнялся 100 мм. Функция мощности ввода электрической энергии в канал разряда (рис. 1, б) вычислялась произведением величин разрядного тока на напряжение на электродах.

Баланс энергии в канале разряда определяется соотношением

$$E_{pl} + A + E_{ls} = \int_0^t N(t) dt,$$

где E_{pl} – внутренняя энергия плазмы, образованной в канале разряда при электрическом взрыве; A – работа, совершаемая газовой полостью в процессе расширения; E_{ls} – энергия потерь; $N(t)$ – функция мощности.

Внутренняя энергия плазмы в канале разряда определяется выражением для энергии идеального газа

$$E_{pl} = p_k V_k / (\gamma - 1),$$

где p_k – давление в канале, V_k – объем канала, γ – показатель адиабаты для плазмы, полученной из водопроводной воды и взрывающейся проволоочки. Показатель адиабаты зависит от давления, температуры и химического состава плазмы [10] и варьируется в небольших пределах $\gamma \in [1.24 \dots 1.26]$.

Работа расширения газовой полости определяется выражением

$$A = \int_{V_{k0}}^{V_k} p_k dV_k,$$

где V_{k0} – начальный объем канала.

Энергия потерь E_{ls} в основном определяется энергией электромагнитного излучения плазмы, а также энергией испарения стенок разрядного канала. Обычно энергия излучения не превышает 5...10% введенной энергии, а теплофизические процессы происходят существенно медленнее механических процессов движения границы, и в условиях ЭГИШ можно считать границу канала разряда адиабатической [11]. Поэтому величиной E_{ls} в выражении баланса энергии пренебрегали.

В комплексе LS-DYNA 971 соотношение уравнение баланса энергии может быть задано при помощи уравнения состояния идеального газа *EOS_LINEAR_POLYNOMIAL_WITH_ENERGY_LEAK* через общее полиномиальное выражение

$$p_k = C_0 + C_1\mu + C_2\mu^2 + C_3\mu^3 + (C_4 + C_5\mu + C_6\mu^2) N(t)/V_{k0}, \mu = 1/V - 1,$$

где V – относительный объем, определяемый отношением текущего объема к начальному значению. Выбор констант $C_0 - C_6$ определяется необходимостью удовлетворения полиномиального выражения для p_k условиям баланса энергии:

$$C_0 = C_1 = C_2 = C_3 = C_6 = 0, C_4 = C_5 = \gamma - 1.$$

В качестве модели материала для плазменного канала использовалась *MAT_NULL*, в карте которой задавалась начальная плотность плазмы ρ_{p0} .

При моделировании воды в комплексе LS-DYNA 971 использовалась модель жидкости *MAT_ELASTIC_FLUID*, в которой зависимость между плотностью и давлением имеет вид

$$p = -K \cdot \ln(\rho_0/\rho),$$

где ρ – плотность жидкости, $\rho_0 = 1000$ кг/м³ – начальная плотность. Модуль объемного сжатия $K \cong 2.35$ ГПа определялся из аппроксимации адиабаты Тэта для воды в диапазоне давления $p \in [0.1...100]$ МПа. Полагалось, что кавитация в жидкости наступает при отрицательном давлении 0.1 МПа.

Компьютерный расчет и оценка влияния численных параметров

Создание конечно-элементной модели канала разряда и жидкости возможно в лагранжевой и лагранжево-эйлеровой постановках. Каждая из них имеет свои достоинства. Для лагранжевой постановки проще осуществляется процесс построения сетки. При расчетах на ЭВМ типа многоядерного РС эффективно (более 80...90% ресурса) используются процессоры. Однако расчет может потерять устойчивость до момента времени, необходимого для определения требуемых параметров процесса. При лагранжево-эйлеровой постановке применяется более сложная

техника *Arbitrary Lagrange Eulerian (ALE)* с использованием принципа *Multi-Material ALE Formulation*. Этот подход позволяет существенно увеличить время счета до момента наступления неустойчивости. Представленные ниже результаты, полученные для расчета в 2D постановке, иллюстрируют это (рис. 2, 3).

На рис. 2 представлены результаты расчета давления на стенке камеры совместно с оцифрованной экспериментальной осциллограммой.

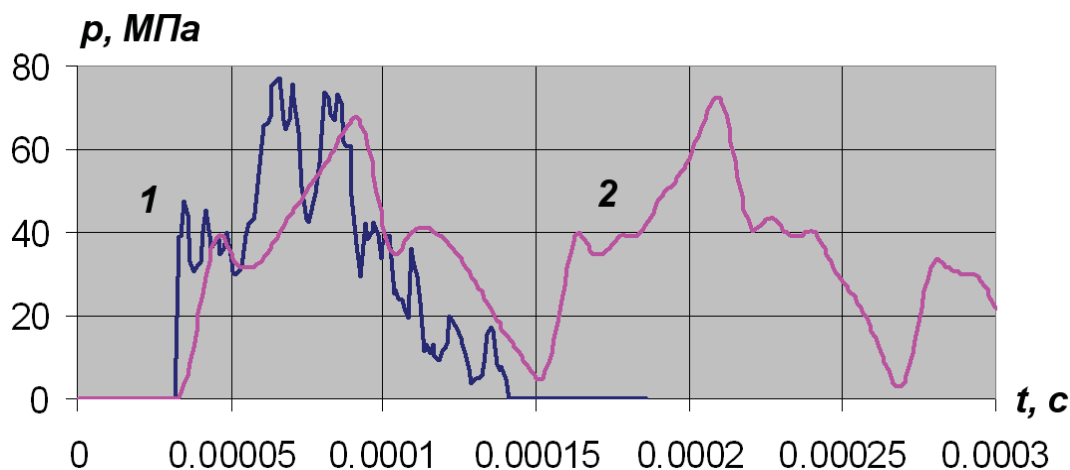


Рис. 2. Давление на стенку в цилиндрической камере при высоковольтном электрическом разряде: 1 – эксперимент, 2 – расчет

Следует отметить, что экспериментальное давление имеет в данном случае только одну пульсацию в отличие от расчетного давления. Волны, отраженные от стенок камеры, приводят к разрушению канала разряда. Расчетное и экспериментальное давление достаточно хорошо совпадают по амплитуде. Некоторое запаздывание вызвано конструкцией пьезоэлектрического датчика.

Результаты расчета в пределах достижения максимума давления ($t \cong 100$ мкс) для лагранжевого и лагранжево-эйлерового вариантов практически совпадают. Для лагранжевого варианта примерно со времени $t \cong 70...80$ мкс форма сечения канала разряда начинает отличаться от круглой формы, а при времени $t \cong 123$ мкс происходит аварийная остановка расчета (рис. 3, а3). Время аварийной остановки можно раза в 1.5 увеличить, если конечно-элементную сетку жидкости начинать строить на внешних узлах конечно-элементной сетки плазмы. Но это не решает проблему расчета длительностью до нескольких миллисекунд, что характерно для реальных процессов ЭГИШ. Модель с начальным радиусом канала меньше 0.5...1 мм не позволяла осуществлять расчет даже до момента достижения максимума давления.

Лагранжево-эйлеровый подход позволяет создавать значительно более устойчивую модель. Данный подход позволяет задавать начальный радиус канала разряда 0.15 мм и меньше. На рис. 3, б показаны формы сечения

канала разряда для некоторых характерных стадий расчета. В пределах до $t \cong 250$ мкс форма канала остается круглой (рис. 3, б2). Примерно с времени $t \cong 300$ мкс канал начинает терять устойчивость формы (рис. 3, б3). Это сказывается на форме давления, начиная со времени $t \cong 400$ мкс. Аварийной остановки расчета не происходит и при значительном искажении формы сечения канала (рис. 3, б4).

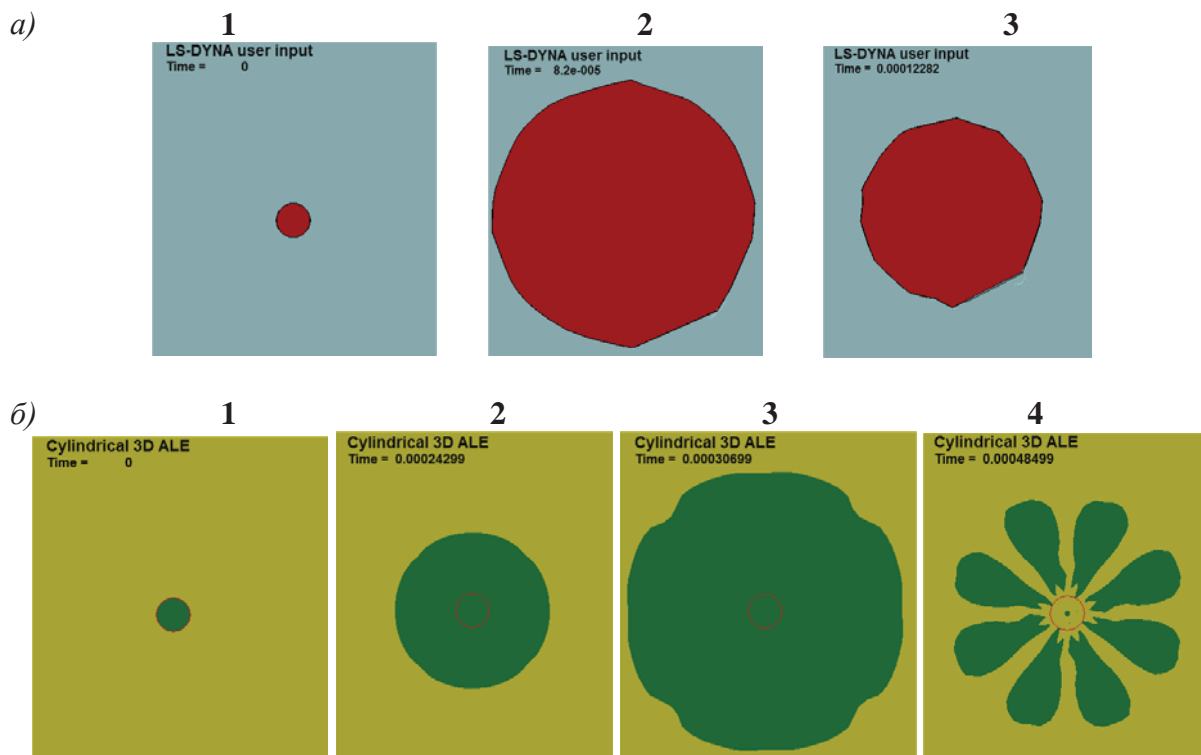


Рис. 3. Форма канала разряда: а) лагранжевый вариант: 1б – $t = 0$; 2б – $t = 8.2 \cdot 10^{-5}$ с; 3б – $t = 12.3 \cdot 10^{-5}$ с; б) лагранжево-эйлеровый вариант: 1в – $t = 0$, 2в – $t = 24.3 \cdot 10^{-5}$ с, 3в – $t = 30.7 \cdot 10^{-5}$ с, 4в – $t = 48.5 \cdot 10^{-5}$ с

Особенности моделирования разряда для трехмерных задач

Ниже описаны некоторые особенности моделирования разряда в разрядной камере с электродной системой трехмерной реальной формы. Попытки создания конечно-элементной модели такого разряда в лагранжевой постановке не дали положительного результата. При расширении канала разряда для стабилизации сетки жидкости и плазмы используется *ALE Smoothing*, но даже при этом неизбежно значительное искажение сетки. В особенности это проявляется при контакте подвижной среды и жесткого тела по причине отсутствия сдвиговой жесткости в элементах подвижной среды. В случае, когда искажение становится чрезмерным, расчет, как правило, останавливается либо аварийно, либо по причине уменьшения временного шага на несколько порядков. При этом типичное достижимое время счета: 100...200 мкс.

Проблема контакта заключается, во-первых, в установлении контакта между жидкостью и плазмой. При использовании лагранжевого подхода практически невозможно задать такой контакт, используя алгоритмы, доступные в LS-DYNA. Приходится избегать задания контакта вообще, а взаимодействие двух сред организовывать через общие узлы сетки на границе. Во-вторых, проблема заключается в установлении контакта между подвижной средой и твердыми телами (деформируемыми и жесткими). Контакт, основанный на методе штрафных функций (*Penalty Based*) работает плохо для плазмы, поскольку штрафной фактор выбирается системой на основе таких факторов как плотность и жесткость среды и размер элемента, а для плазмы эти параметры при расширении полости меняются на порядки. Поэтому практически невозможно настроить этот алгоритм для устойчивой работы на всех этапах расчета. С другой стороны *Constraint Based* контакт имеет ряд ограничений и тоже не дает удовлетворительного результата.

Это можно проиллюстрировать на примере расчета для разрядной камеры с учетом реальной геометрии электродной системы (рис. 4).

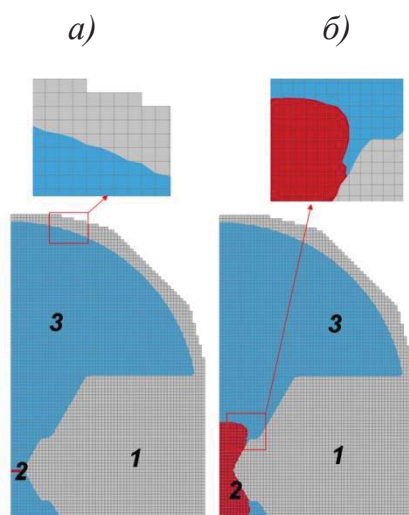


Рис. 4. Пример расчета канала разряда для трехмерной модели камеры: (сечение по электродам) для начального момента времени (а) и при расширении плазменной полости (б)

При расчете использовались возможности *Multi-Material ALE*. Материал подвижной среды (жидкости 3 и плазмы 2) перемещается в пределах неподвижной упорядоченной сетки (сетки вакуума 1). В пределах одного элемента такой сетки может быть более одного физического материала. Данный подход позволяет решить проблему трудоемкой адаптации сетки среды к геометрии твердых тел и решает проблему искажения сетки в процессе расчета. Контакт между подвижными средами не требует специального задания и решается в рамках формулировки элемента. Контакт между подвижной средой и твердыми телами (*FSI* -

Fluid-Structure Interaction) в LS-DYNA по-прежнему основан на методе штрафных функций, но существенно улучшен по сравнению с лагранжевым контактом и работает стабильно в широком диапазоне изменения свойств подвижной среды (плотности и давления).

Заключение

В рамках конечно-элементного комплекса LS-DYNA 971 разработана методика моделирования канала высоковольтного канала разряда в воде при известной функции мощности выделения электрической энергии. Методика иллюстрирована конкретными расчетами в двумерной и трехмерной постановках, подтвержденными экспериментальными данными. Показано, что использование лагранжево-эйлерового подхода в варианте *Multi-Material ALE Formulation* является предпочтительным при моделировании канала разряда по сравнению с лагранжевым подходом. Данная методика может быть использована для практических расчетов параметров электрогидроимпульсной штамповки, а также других разрядно-импульсных технологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Golovashchenko S., Mamutov V. Electrohydraulic Forming of Automotive Panels. Sixth Global Innovations Symposium: Trends in Materials and Manufacturing Technologies for Transportation Industries. Proc. of TMS. San Francisco, 2005. – P.65–70.
2. Здор Г.Н., Исаевич Л.А., Качанов И.В. Технологии высокоскоростного деформирования металлов. – Минск: Изд-во БНТУ, 2010. – 456 с.
3. Гулый Г.А. Малюшевский П.П. Высоковольтный импульсный разряд в силовых импульсных системах. – Киев: Наукова Думка, 1977. – 176 с.
4. Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation: Livermore, CA, 2006, 498 p.
5. Arbitrary Lagrangian and Fluid-Structure Interaction. Numerical Simulation. Edited by Mhamed Souli, David J. Benson. ISTE, Great Britain and the United States, 2010, 295 p.
6. Головащенко С.Ф., Макутов А.В., Макутов В.С. Применение комплекса LS-DYNA для расчета канала разряда при электрогидроимпульсной штамповке // Научно-технические ведомости СПбГПУ – Сер.: Наука и образование. 2012. №2 – 1 (147). – С. 116–121.
7. Alexander V. Mamutov, Sergey F. Golovashchenko, Viacheslav S. Mamutov, John J.F. Bonnen. Modeling of electrohydraulic forming of

- sheet metal parts. *Journal of Materials Processing Technology*, 219 (2015), pp. 84-100.
8. Мамутов А.В., Мамутов В.С. Моделирование электрогидроимпульсной листовой формовки с применением комплекса LS-DYNA // *Научно-технические ведомости СПбГПУ – сер.: Наука и образование*. 2014. № 1 (190) – С. 101–107.
 9. Мамутов В.С., Здор Г.Н. Механика нагружения и деформирования тонколистовой заготовки при электрогидроимпульсной вытяжке-формовке. Сб. «Современное машиностроение: Наука и образование», материалы 5-й Международной научно-практической конференции. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016, с. 1150–1159.
 10. Коул Р. Подводные взрывы. М.: Из-во Иностранной литературы, 1950. – 494 с.
 11. Наугольных К.А., Рой Н.А. Электрические разряды в воде. – М: Наука, 1971. – 155 с.

V.S. Mamutov¹, A.V. Mamutov²

SIMULATION OF HIGH-VOLTAGE DISCHARGE CHANNEL IN WATER AT ELECTROHYDRAULIC STAMPING

¹Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia,

²Oakland University, USA

Abstract

The method of simulating of expansion of plasma channel during high-voltage discharge in water was developed using finite-element LS-DYNA code. The energy input into the plasma channel from the discharge circuit was taken into account. Water was simulated as an ideally compressible liquid. The interaction between the channel and the water was simulated using *Arbitrary Lagrange Eulerian* technique available in LS-DYNA. The developed numerical model was verified by the experiments results.

Key words: high-voltage discharge in water, expansion of plasma channel, computer simulation, LS-DYNA 971 code, *Arbitrary Lagrange Eulerian* technique application

REFERENCES

- [1] Golovashchenko S., Mamutov V. Electrohydraulic Forming of Automotive Panels. Sixth Global Innovations Symposium: Trends in Materials and Manufacturing Technologies for Transportation Industries. Proc. of TMS. San Francisco, 2005. – P.65–70.

- [2] Zdor G.N., Isaevich L.A., Kachanov I.V. Technology high-speed deformation of metals. – Minsk: Publishing House of BNTU, 2010. – 456 p. (rus.)
- [3] Guliy G.A., Maliushevskiy P.P. High-voltage pulsed discharge in pulsed power systems. – Kiev: Publishing House “Naukova Dumka”, 1977. – 176 p. (rus.)
- [4] Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation: Livermore, CA, 2006, 498 p.
- [5] Arbitrary Lagrangian and Fluid-Structure Interaction. Numerical Simulation. Edited by Mhamed Souli, David J. Benson. ISTE, Great Britain and the United States, 2010, 295 p.
- [6] Golovashchenko S.F. Mamutov A.V., Mamutov V.S. Using LS-DYNA code for computer simulation of discharge channel at electrohydroimpulse stamping // St. Petersburg State Polytechnical University Journal: Science and education. – 2012. №2 – 1 (147). – pp. 116–121. (rus)
- [7] Alexander V. Mamutov, Sergey F. Golovashchenko, Viacheslav S. Mamutov, John J.F. Bonnen. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts. Journal of Materials Processing Technology, 219 (2015), pp. 84-100.
- [8] Mamutov A.V., Mamutov V.S. Simulating of electro-hydraulic sheet metal forming using LS-DYNA // St. Petersburg State Polytechnical University Journal: Science and education. – 2014. № 1 (190) – pp. 101–107. (rus)
- [9] Mamutov V.S., Zdor G.N. Mechanics of the loading and deforming at electro-hydraulic forming of thin sheet metal. "Modern engineering: Science and education", materials of the 5th International scientific-practical conference. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2016, pp. 1150-1159. (rus)
- [10] Cole R., Underwater explosions. Moscow: The Foreign literature publishing house, 1950. – 494 p. (rus)
- [11] Naugolnyh K.A., Roy N.A. Electrical discharges in water. – Moscow: Publishing House "Science", 1971. – 155 p. (rus)

Ю.А. Смирнова¹, А.К. Андреев²

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ХЛАДОСТОЙКОСТИ СТАЛЬНЫХ ОТЛИВОК



¹Юлия Андреевна Смирнова,
Санкт-Петербургский национальный исследовательский
университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 716-71-64, E-mail: [juliette_bk.ru](mailto:juliette_bk@bk.ru).



²Андреев Андрей Константинович
Санкт-Петербургский национальный исследовательский
университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 716-71-64, E-mail: akandreyev@yandex.ru

Аннотация

Приведены результаты термодинамического расчета и экспериментальные данные по влиянию раскисления и модифицирования на хладостойкость низколегированной стали. Показано, что эффективность модифицирования стали комплексным сплавом, содержащим щелочноземельные металлы, определяется степенью ее раскисленности.

Рассмотрено влияние различных видов термической обработки на механические свойства и хладостойкость низкоуглеродистой литой стали. Показано, что для массивных литых деталей наиболее оптимальными видами термической обработки являются двухступенчатая нормализация с последующим отпуском или закалка и отпуск.

Ключевые слова: раскисление, модифицирование стали, термическая обработка, литая сталь, структура, механические свойства, хладостойкость.

Введение: Важнейшее место в развитии экономики России отводится освоению природных ресурсов северных регионов страны. Поэтому, в

рамках поставленных задач по освоению Севера, одним из приоритетных научно-технических направлений является разработка хладостойких материалов, технологий их изготовления и обработки позволяющих повысить работоспособность и ресурс техники, эксплуатируемой в условиях низких климатических температур [1,2].

В общем объеме деталей для техники в северном исполнении (железнодорожный транспорт, экскаваторы, бульдозеры, промышленные трактора и т.д.) значительную долю составляют крупногабаритные отливки. Для их изготовления используются малоперлитные стали – 12ХГФЛ, 20ГЛ, 20ГФЛ и т.п.

Обеспечение требуемых механических свойств сталей и уровня ударной вязкости при температуре минус 60 °С в условиях массового производства массивных литых деталей сложной формы представляет сложную задачу.

Цель работы - исследование технологических возможностей производства на хладостойкость и механические свойства отливок.

Для повышения хладостойкости отливок необходимо использовать такие технологии производства и обработки стали, которые будут способствовать уменьшению количества и размеров неметаллических включений (НВ) и их глобуляризации, сведению к минимуму содержания вредных примесей и газов, созданию равномерной мелкозернистой структуры.

Уменьшить содержание НВ и влияние вредных примесей возможно за счет совершенствования технологии выплавки, модифицирования и рафинирования стали.

Сегодня все большее применение для раскисления и модифицирования стали находят щелочноземельные (ЩЗМ) и редкоземельные металлы (РЗМ), вводимые в сталь в виде комплексных лигатур [3-8]. В связи с этим нами были проведены исследования по влиянию модифицирования на хладостойкость литой стали при разработке производства отливок из малоперлитной, экономнолегированной стали 12ХГФЛ.

Модифицирующая способность лигатур определяется, в первую очередь, степенью раскисления стали. При высоком содержании кислорода в расплаве основное количество ЩЗМ и РЗМ расходуется на раскисление.[9,10]

Для определения условий десульфурации был проведен анализ раскислительной и десульфурующей способности кальция при обработке стали типа 12ХГФЛ).

Результаты расчетов показали, что для получения содержания серы не более 0,02 % необходимо предварительно раскислить металл до концентраций несвязанного кислорода не более $1,4 \cdot 10^{-3}$, $1,1 \cdot 10^{-3}$ и $0,9 \cdot 10^{-3}$ %

соответственно при 1550, 1600 и 1650 °С. Равновесная концентрация кислорода $< 1 \cdot 10^{-3}$ % достигается только при наличии в стали остаточного алюминия $\geq 0,03$ %.

С целью проверки полученных результатов сталь в первом случае раскисляли только алюминием, который вводили в расплав по расчету на остаточное содержание его в пределах 0,01-0,10 %. Во втором случае ту же сталь дополнительно обрабатывали, лигатурой содержащей кальций и барий, Полученные результаты представлены на рис. 1.

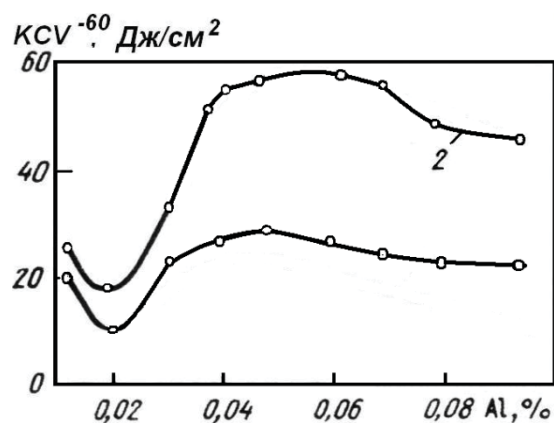


Рис. 1. Влияние ЦЗМ и остаточного Al на ударную вязкость литой стали 12ХГФЛ при температуре -60°С: 1 – без обработки ЦЗМ; 2 – с обработкой ЦЗМ

Анализ найденных зависимостей подтверждает выводы, сделанные на основании расчетов. При концентрации остаточного алюминия в стали 0,02 % наблюдается минимальная ударная вязкость, при этом обработка стали лигатурой содержащей ЦЗМ малоэффективна и незначительно уменьшает загрязненность ее пленочными сульфидами.

Таким образом, эффективная обработка стали ЦЗМ может быть достигнута только при глубоком раскислении стали алюминием и тщательном контроле его содержания в расплаве. Массовая доля алюминия в литой стали рекомендуется в пределах 0.03-0,06%.

В настоящей работе также изучалось влияние кальция, кальция и бария, а также кальция и церия на структурные параметры и сопротивление хрупкому разрушению литой хладостойкой стали.

Сталь выплавлялась в индукционной печи емкостью 120 кг. Модифицирование осуществлялось тремя способами:

а) силикокальцием (СК - 15) - 0.1 - 0,3 %; б) комплексной лигатурой КБКА, содержащей, кальций и барий; в) силикокальцием (СК - 15) совместно с ферроцерием (МЦ-75) 0.05-1,5 %.

Исследуемая сталь имела следующий состав, %: 0,34 углерода, 1,18 марганца, 0,46 кремния, 0,91 хрома, 0,12 молибдена, 0,08 ванадия, 0,017

фосфора и 0,013 серы. Полученные пробы металла подвергались нормализации (нагрев до температуры 850 °С, охлаждение на воздухе).

При раскислении стали алюминием и силикокальцием требуемое значение ударной вязкости (KCV^{-60} не менее 20 Дж/см²) были получены только при введении 0,2-0,3% силикокальция.

Обработка стали таким же количеством кальцийбарийсодержащим сплавом позволило получить более высокие и устойчивые значения KCV^{-60} на уровне 31-42 Дж/см²

Совместное раскисление стали лигатурами с ЩЗМ и РЗМ привело к получению высоких и стабильных результатов только в случае введения 0,2% силикокальция и 0,05% ферроцерия. Увеличение количества присаживаемого ферроцерия приводит к значительному разбросу значений ударной вязкости при -60°С, что связано, с загрязнением стали сложными многофазными включениями.

Металлографическое исследование проводили на растровом электронном микроскопе, которое выявило преимущественно четко выраженное и разнообразное строение перлита. В металле, раскисленном алюминием перлит неравномерно распределялся по площади шлифа и располагался преимущественно по границам ферритных полей в виде удлиненных конгломератов. Межпластинчатое расстояние значительно изменялось (от 0,15 до 0,40 мкм). Такая структура обусловлена, по-видимому, химической неоднородностью исходного металла. Ферритные зерна в целом соответствовали 4-5-му баллу.

Модифицирование металла силикокальцием незначительно изменило характер исходной структуры – сохранилась разнотернистость феррита и петлевидное строение перлита вокруг ферритных полей. При этом кальций способствовал образованию перлитных зерен более компактной формы.

Морфология и топография перлитных зерен в металле, модифицированный комплексной кальций бариевой лигатурой, существенно отличались от исходной стали. Перлитные участки приобретали более компактную форму и имели тенденцию к глобуляризации. Средний размер межпластинчатых расстояний снизился до 0,15-0,25 мкм. Размер зерен феррита уменьшился до 5-6-го балла при устранении разнотернистости.

Перлит в стали, содержащей ЩЗМ и РЗМ, также приобрел более компактную форму и был представлен конгломератами из мелких перлитных зерен с тонкопластинчатым строением. Межпластинчатые расстояния находились в пределах 0,15- 0,30 мкм.

В изломах исследованных сталей наблюдались, как правило, три разновидности поверхностей разрушения: ямочное, являющееся следствием стесненной пластической деформации в локальных областях;

перлитные сколы, образованные разрушением перлитных зерен; ферритные сколы имевшие слабо выраженный рельеф, соответствующие разрушению по кристаллографическим плоскостям феррита. Установлено, что разрушение преимущественно проходило по наиболее крупным зернам феррита, при этом наблюдалась удовлетворительная корреляция между размерами зерна феррита и размерами фасеток транскристаллитного скола.

В изломе стали, раскисленной алюминием, значительную долю составляют фасетки хрупкого скола на отдельных участках виден слабо развитый ямочный рельеф. Снижение температуры до минус 60 °С привело к увеличению доли плоских фасеток, повышению количества и росту вторичных трещин.

Модифицирование стали кальцием способствовало усложнению рельефа фасеток и появлению зон вытяжки – пластичному разрушению перемычек при слиянии трещин. Снижение температуры испытаний уменьшило долю вязкого разрушения в перемычках.

Введение кальцийбариевой лигатуры способствовало аналогично кальцию усложнению рельефа фасеток и образованию вязкого разрушения по фронту хрупкой трещины на перемычках. В изломах стали при минус 60 °С можно было наблюдать сохранение зон вытяжки; двойники, как правило, отсутствовали; вторичные трещины имели незначительные (7-10 мкм) размеры.

Наличие в металле церия, не изменяя характера рельефа фасеток, уменьшило их размеры. Снижение температуры испытаний уменьшило реализацию пластического разрушения перемычек, повысило количество двойников.

Таким образом, установлено, что изученные элементы оказали влияние на морфологию и топографию перлитных и размер ферритных зерен, усложнение рельефа фасеток и появление зон вытяжки с одновременным снижением вторичных трещин и количества двойников способствует повышению ударной вязкости и снижению критической температуры хрупкости стали.

Следует отметить, что модифицирующее и рафинирующее действие лигатур, содержащих щелочноземельные и редкоземельные металлы, зависит не только от типа и количества модификатора, раскисленности стали, но и от содержания вредных примесей. При концентрации серы не более 0,02% практически полностью происходит глобуляризация сульфидных включений и равномерное распределение их в объеме металла, значительно уменьшается загрязненность границ зёрен.

Проведенные исследования показывают, что для большей части ответственных изделий, работающих в условиях низких температур, вполне удовлетворяет вариант раскисления - модифицирования стали алюминием и ЩЗМ, являющийся наиболее технологичным и

экономичным. В случае тяжело нагруженных деталей, целесообразно рекомендовать трехкомпонентное раскисление.

Вместе с тем, эти технологические приемы не гарантируют эксплуатационной надежности литых деталей при низких климатических температурах. [11]

Дело в том, что низкоуглеродистые литые стали с феритно-перлитной структурой обладают низкой трещиностойкостью. Как показывают многочисленные исследования, основной запас ударной вязкости с понижением температуры у этих сталей зависит от работы зарождения трещины. [12-14] Известно, что литая сталь отличается от деформированной более сильной исходной поврежденностью в виде микропор, раковин и трещин. Она имеет более крупное первичное зерно. Поэтому основная задача в этих условиях сводится к повышению трещиностойкости стали за счет получения равномерной мелкозернистой структуры.

Термическая обработка является эффективным методом измельчения зерна, что, как известно, позволяет одновременно повысить прочность, вязкость и хладостойкость сталей. В связи с этим были проведены исследования влияния режимов термической обработки на свойства малоперлитной ванадийсодержащей стали следующего состава: 0,15 % С, 1,25 % Мn; 0,38 % Si; 0,06 % Al; 0,41 % Cr; 0,08 % V; 0,015 % P; и 0,012 % S. [15].

Термическую обработку осуществляли по следующим режимам : - нормализация при температуре 940 °С (1); двойная нормализация при температуре 940 °С, отпуск 600 °С (2); закалка 940 °С в воде; отпуск (3); нагрев до 1100°С, четырехкратный нагрев в межкритическом интервале, охлаждение в воде после первого цикла, после последующих – на воздухе (4).

В табл.1 приведены результаты механических свойств и критической температуры хрупкости стали, полученных после проведения указанных режимов термической обработки.

Таблица 1

Влияние режима термической обработки на свойства литой стали					
№ режима термической обработки	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %	T_{50} , °С
1	348	546	29	51	-18
2	421	637	31	59	-30
3	445	645	33	64	-34
4	503	668	35	66	-41

Как следует из приведенных данных, двойная нормализация заметно повысила весь комплекс свойств. Это связано с дополнительным измельчением зерна карбонитридами ванадия. При нагреве под повторную нормализацию обеспечивается получение более мелкого зерна аустенита, поскольку его рост сдерживается карбонитридами ванадия, выделившимися при первой нормализации. Благодаря этому обеспечивается более мелкое действительное зерно в процессе фазового превращения при повторном охлаждении.

Термоулучшение (вариант 3), и особенно термоциклическая обработка (вариант 4) также обеспечивают более высокий уровень прочностных свойств и ударной вязкости сталей по сравнению с обычной нормализацией.

Критическая температура хрупкости ($T_{кр}^{50}$) для 2 и 3 вариантов термической обработки снизилась относительно варианта 1, в 1,7 и 1,9 раза, а после ТЦО в 2,3 раза соответственно. Это объясняется характером получаемой структуры и измельчением зерна.

Так, при замене нормализации на термоциклическую обработку, произошло изменение структуры от ферритно-перлитной к мелкодисперсной упорядоченной смеси сорбита и феррита.

Следует отметить, что термоциклическая обработка значительно увеличивают затраты и время на производство отливок, что может быть оправдано при изготовлении деталей из сложнолегированных сталей ответственного назначения. Для малоуглеродистых экономнолегированных сталей наибольший интерес представляет двойная нормализация с отпуском или термоулучшение.

Однако, применение этих видов термической обработки для малоперлитных сталей не нашло широкого применения, по-видимому, из-за недостатка имеющихся данных. Поэтому были проведены такие исследования на металле шести промышленных плавки стали 12ХГФЛ.

Для определения механических свойств в середине разливки металла по формам осуществляли заливку треновидных проб, которые затем проходили следующие режимы термической обработки:

- нормализация при температуре 900-930°C (существующая заводская технология);
- двойная нормализация при температуре 900-930°C, отпуск 600°C;
- закалка 900-930°C вода, отпуск 400, 580, 600, 650°C.

После проведения термической обработки из металла проб вырезали образцы для механических испытаний. В табл.2 приведены средние значения механических свойств по шести плавкам для каждого режима термической обработки.

Как показали проведенные исследования, применение для низкоуглеродистой стали двойной нормализации и отпуска, а также

закалки и отпуска позволяет получить ощутимый рост комплекса механических свойств по сравнению с существующей технологией.

При этих режимах термической обработки реализуется не только эффект упрочнения, но и появляется широкая возможность варьирования прочностными, пластическими свойствами и хладостойкостью стали путем применения различных температур отпуска. По уровню прочностных характеристик после закалки, по сравнению с нормализацией, наблюдается преимущество во всем диапазоне исследуемых температур отпуска. Так, при температуре отпуска 400°C они были выше, в среднем на 42%, а при 650°C почти на 31%, при этом наблюдался эффект дисперсионного упрочнения, заключающийся в задержке разупрочнения в диапазоне температур отпуска 580 -600°C. С увеличением температуры отпуска наблюдалось повышение устойчивости к хрупкому разрушению, особенно, при 650°C, когда среднее значение KCV^{-60} оказалось более чем на 50% выше, чем в нормализованном состоянии.

Таблица 2

Влияние режима термической обработки на свойства малоуглеродистой стали промышленных плавок

Т/о	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ		ψ	KCV^{+20}	KCV^{-60}
	МПа		%		Дж/см ²		
Нормализация.	412	528	24,7		47,2	76,5	31,2
Двойная нормализация, отпуск 600 °С	509	685	29,5		56,4	93,5	39,4
Закалка	606		18	0,8	34,7	54,4	23,8
Закалка, отпуск 400°C	585		42	4,4	44,1	57,9	32,9
Закалка, отпуск 580°C	569		38	7,3	53,0	73,8	34,7
Закалка, отпуск 600°C	557		28	1,1	57,0	97,3	44,4
Закалка, отпуск 650°C	543		09	3,2	49,5	107,1	48,0

Вместе с тем, использование термоулучшения для массивных литых деталей, имеющих сложную форму, технологические отверстия, различную толщину стенок – не всегда целесообразно, так как при закалке

таких отливок высока вероятность образования закалочных трещин, коробление и т.п.

Наиболее перспективной термической обработкой для этих деталей является двойная нормализация. Однако, проведение такого режима термообработки в существующих типовых проходных печах большинства машиностроительных заводов надо осуществляется в два цикла, что, соответственно, в два раза увеличивает время и затраты на термическую обработку.

В этой связи представляет большой интерес технологический процесс и оборудование, на ПО «Бежицкая сталь»: двухступенчатый режим нормализации с регулируемой скоростью охлаждения и отпуском, проводимый в специализированной проходной нормализационно-отпускной линии. Линия состоит из двух печей предназначенных для нормализации отливок, причем в каждой печи после нагрева и выдержки изделие попадает в камеру для ускоренного охлаждения, которое осуществляется подачей в нее холодного воздуха. В третьей печи производится нагрев и выдержка для отпуска, а также камера окончательного охлаждения. Весь процесс двухступенчатой нормализации реализуется в непрерывном цикле без промежуточного перемещения отливок внутри цеха. [16]

Промышленное внедрение этой технологии в сравнении с нормализацией по типовому режиму, позволило при сохранении уровня показателей прочностных характеристик (σ_t и σ_b) стали 20ГЛ, повысить ударную вязкость KCV^{60} примерно в 1,5 раза, а показатели пластических свойств (δ , ψ) в 1,3 раза.

Металлографический анализ проб металла показал, что предлагаемая термическая обработка обеспечивает в стали однородную мелкозернистую феррито-перлитную структуру с баллом зерна 9-10 номера.

Важен также и тот факт, что данная проходная нормализационно-отпускная линия, объединяет два нормализационных нагрева и охлаждения вместе с отпуском в единый, непрерывный технологический цикл термической обработки. Это позволяет не только гарантированно повышать механические свойства и трещиностойкость стали, но и на треть сократить время обработки по сравнению с нормализацией по типовому режиму.

Заключение

Проведенные исследования показывают, что для большей части ответственных изделий, работающих в условиях низких температур, вполне удовлетворяет вариант раскисления – модифицирования стали

алюминием и ЩЗМ, являющийся наиболее технологичным и экономичным.

В случае тяжело нагруженных деталей, целесообразно рекомендовать трехкомпонентное раскисление.

Для массивных литых деталей, имеющих сложную форму, технологические отверстия, разную толщину стенок наиболее оптимальным видом термической обработки являются двухступенчатая нормализация с последующим отпуском или термоулучшение. Целесообразность этих видов термообработки заключается в появлении широкой возможности варьирования прочностными, пластическими свойствами и хладостойкостью стали путем применения различных температур, как закалки и нормализации, так и отпуска.

Рассмотренные технологические приемы выплавки и термической обработки отливок позволяют решать задачи по повышению работоспособности и ресурса техники эксплуатируемой в условиях низких климатических температур и могут быть полезны для предприятий, производящих оборудование в северном исполнении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солнцев Ю.П., Титова Т.И., Стали для Севера и Сибири. – СПб.: Химиздат, 2002. – 352с
2. Дурынин В.А., Солнцев Ю.П. Исследование и совершенствование технологии производства с целью повышения ресурса стальных изделий из крупных поковок ответственного назначения. СПб: Химиздат, 2006. 272с.
3. Рыбин В.В., Малышевский В.А., Хлусова Е.И. Структура и свойства хладостойких сталей для конструкций северного исполнения. // Вопросы материаловедения, 2006, № 1(45), с.24-44
4. Рябчиков И.В. Сравнительная раскислительная и модифицирующая способность магния и щелочноземельных элементов при внепечной обработке стали / Рябчиков И.В., Ахмадеев А.Ю., Рогожина Т.В., Голубцов В.А. // Сталь. 2008. № 12.
5. Голубцов В.А. Теория и практика введения добавок в сталь. – Челябинск. 2006. - 423с.
6. Бродецкий И.Л Троцан А.И. и др. О влиянии кальция на зернограницноеохрупчивание стали. МиТОМ. 1995, № 5. С.24-26.
7. Андреев А.К., Солнцев Ю.П. Технологические возможности повышения хладостойкости стальных отливок// Литейное производство.2008.№ 3.С.7- 11.
8. Кац Я.Л., Каблуковский А.Ф. Внепечное рафинирование и микролегирование стали – реальный путь повышения эффективности

- сталеплавильного производства. В сб. «И.П.Бардин и металлургическая наука», М. 2001. 253 с.
9. Солнцев Ю.П., Андреев А.К., Сердитов А.Е. Хладостойкие и износостойкие литейные стали. – СПб.: Химиздат.- 2007.- 336с.
 10. Scott W/ Some side effects of ladle desulfurization to low sulfur levels.//RadexRdsch. 1981.№1-2. P.476-478.
 11. Андреев А.К., Солнцев Ю.П. Особенности разрушения литых хладостойких сталей // Деформация и разрушение. 2008. № 3. С.36-41.
 12. Слепцов О.И., Семенов С.С., Сивцев М.Н., Слепцов Г.Н. Физические основы охрупчивания и вопросы подготовки современных инженеров - Якутск ИФТПС ЯНЦ СО РАН. 2004-103с.
 13. Михайлов В.Е., Лепов В.В., Алымов В.Т., Ларионов В.П. Замедленное разрушение металлоконструкций – Новосибирск: Издательство СО РАН, Научно-издательский центр ОИГГМ, 1999.- 224 с.
 14. Zajac S. Precipitation of microalloy carbo-nitrides prior, during and after γ/α - transformation //Inter. Symposium/ San. Sebastian, 2005.
 15. Воздействие термической обработки на структуру и сопротивление разрушению литой хладостойкой стали» Андреев А.К., Смирнова Ю.А., Ермаков Б.С. Сборник трудов Евразийского симпозиума по проблемам надежности материалов и машин для регионов холодного климата: Пленарные доклады. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та. 2014. — 511 с. С. 64-67
 16. Андреев А.К., Смирнова Ю.А., Никифорова Н.А., Глущенко В.Н., Жаворонков Ю.В. Новый технологический процесс термической обработки литых крупногабаритных деталей грузовых выгонов // Хладостойкость, новые технологии для техники и конструкций Севера и Арктики: труды Всероссийской конференции с международным участием (Якутск, 29-30сентября 2016г.) - 2016. - С. 241-245

J.A. Smirnova A.K. Andreyev

THE WAYS OF INCREASING THE CAST STEEL COLD RESISTANCE

St. Petersburg National Research University of Information Technologies,
Mechanics and Optics, Saint-Petersburg, Russia

Abstract

Quoted are the results of the thermodynamic calculation and observational data concerning the deoxidizing effect and inoculation upon the low-alloy steels

cold resistance. It has been demonstrated that the efficiency of steel inoculation with a compound alloy containing alkaline earth metals is defined by its deoxidization grade .

The effect of different types of heat treatment on mechanical properties and structure of low carbon cast steel. It is shown that for a massive cast parts the best types of heat treatment are two-stage normalization and subsequent tempering or quenching and tempering

Key words: deoxidization, steel inoculation, heat treatment, cast steel, structure, mechanical properties, cold resistance.

REFERENCES

- [1] Solntsev Y.P., Титова Т.И. Steels For the North and Siberia. – SPb.: Khimizdat, 2002. – P. 352
- [2] Durynin B.A., Solntsev Y.P. Study And Development And Diment of Production Technology aiming at Enhancement of Critical Duty Heavy Forging Steel Articles Steel Produce Resource. SPb.: Khimizdat, 2006. – P.272
- [3] Rybin V.V., Malyshevsky V.A., Hlusova E.I. Structure and Properties of Freeze-Proof Steels For the Northern Performance Constructions // Materials Science Issues, 2006, № 1(45), p.24-44
- [4] Ryabchikov I.V. Comparative Deoxidizing And Modifying Ability of Magnesium And Alkaline-Earth Elements In Case of Steel Ladle Treatment / Ryabchikov I.V., Akhmadeev A.Y., Rogozhina T.V., Golubtsov V.A. // Steel. 2008. № 12.
- [5] Golubtsov V.A. Theory And Practice of Introduction of Admixtures into Steel. – Chelyabinsk. 2006. - 423p.
- [6] Brodetsky I.L., Trotsan A.I. And others. On the Effect of Calcium on Grain Boundary Embrittlement of Steel. 1995, № 5. P.24-26.
- [7] Andreev A.K., Solntsev Y.P. The Technological Abilities of Enhancement of Steel Cast Resistance // Foundry Production. 2008. № 3. P.7-11.
- [8] Katz Y.L., Kablulovskiy A.F. Post-Melting Refining Process And Microalloying of Steel As a Practicable Way of Increasing Efficiency In Steelmaking Industry. In the digest «I.P. Bardin And Metallurgical Science», M. 2001. 253 p.
- [9] Solntsev Y.P., Andreev A.K., Serditov A.E. Freeze-Proof And Wear-Proof Casting Steels. – SPb.: Khimizdat.- 2007.- 336p.
- [10] Scott W/ Some side effects of ladle desulfurization to low sulfur levels. // Radex Rdsch. 1981. №1-2. P.476-478.
- [11] Andreev A.K., Solntsev Y.P. The Fracturing Behaviour of Cast Freezeproof Steels // Deformation And Destruction. 2008. № 3. P.36-41.

- [12] Sleptsov O.I., Semyonov S.S., Sivtsev M.N., Sleptsov G.N. The Physical Foundations of Embrittlement And Issues of Training of Up-to-Date Engineers - Yakutsk Russia's Sciences Academy. 2004-103p.
- [13] Mihaylov V.E., Lepov V.V., Alymov V.T., Larionov V.P. The Delayed Fracture of Metal Structures – Novosibirsk: Russian Sciences Academy Publishing House, the Scientific Publishing Centre, 1999.- 224 p.
- [14] S. Precipitation of microalloy carbo-nitrides prior, during and after γ/α -transformation // Inter. Symposium/ San. Sebastian, 2005.
- [15] Andreev A.K., Smirnova Y.A., Makov B.S. The Effect of Heat Treatment on Structure and Rupture Resistance of Cast Freezeproof Steel. The Digest of Writings of Eurasian Symposium on the Problems of Reliability of Materials And Machines For Cold-Climate Regions: Plenary Papers. — SPb. : Polytechnical University Publishing House. 2014. — 511 p. P. 64-67
- [16] Andreev A.K., Smirnova Y.A., Nikiforova N.A., Gluschenko V.N., Zhavoronkov Y.V. The New Technological Process of Heat Treatment For Freight Grazing Grounds Cast Large Parts // Cold-Resistance, New Technologies For Technique And Constructions for the North And Arctic Region: the Writings of All-Russian Conference with International Participation (Yakutsk, September 29-30, 2016) - 2016. - P. 241-245

ВЛИЯНИЕ НЕСЕНИЯ ДИФфуЗИОННЫХ ТИТАНОВЫХ ПОКРЫТИЙ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЖУЩЕГО ТВЕРДОСПЛАВНОГО ИНСТРУМЕНТА ТИПА ТК И ВК



¹Александр Григорьевич Соколов, д.т.н., доц.
Кубанский государственный технологический университет
Россия, Краснодар
Тел.: (909)449-98-71, E-mail: Sag-51@bk.ru



²Эдуард Эдуардович Бобылёв, аспирант
Кубанский государственный технологический университет
Россия, Краснодар
Тел.: (918)975-89-33, E-mail: ebobylev@mail.ru

Аннотация

В работе описана технология нанесения диффузионных титановых покрытий на режущий инструмент из среды легкоплавких жидкометаллических растворов. Приведены результаты исследования процесса термической обработки твердосплавных режущих пластин типа ТК и ВК после диффузионного титанирования из среды легкоплавких жидкометаллических растворов. Выяснено, что на износостойкость инструмента оказывает влияние температура термообработки и её продолжительность, а также состав покрываемого материала. Установлено, что термическая обработка твердосплавного инструмента, имеющего диффузионное титановое покрытие, позволяет повысить его стойкость в 1,5-2 раза относительно инструмента с покрытием, но без термообработки, относительно инструмента без покрытия, стойкость увеличивается в 7 раз.

Ключевые слова: твердосплавной инструмент, увеличение износостойкости, титановые покрытия, диффузионная металлизация.

Введение

В настоящее время наиболее применяемыми материалами для изготовления режущего инструмента являются твердые сплавы ТК и ВК. Преимуществом данных материалов является высокая твердость, износостойкость и теплостойкость. Однако, эксплуатационные свойства данных сплавов не удовлетворяют современным требованиям к режущему инструменту. В настоящее время наиболее применяемым способом для улучшения эксплуатационных свойств режущего твердосплавного инструмента является нанесение на его поверхность различных покрытий.

Существует три основных технологии, применяемых для нанесения покрытий на твердосплавной инструмент: метод химического осаждения покрытий, CVD (Chemical Vapor Deposition); метод физического осаждения покрытий, PVD (Physical Vapor Deposition); химико-термическая обработка, ХТО [1-3].

Также, находит место обработка различными методами уже покрытых изделий, для придания им окончательных свойств и структуры. Для данной цели могут быть использованы различные методы: механическая упрочняющая обработка, обработка концентрированными потоками энергии, ультразвуковая обработка, термическая обработка, комбинированная обработка и т.д.[4-6].

На данный период времени наиболее устойчивыми к износу покрытиями, нанесенными способом диффузионной металлизации из среды легкоплавких жидкометаллических растворов, являются покрытия на основе карбида титана TiC. Нанесение титановых покрытий на твердосплавной инструмент состоит из двух этапов: кратковременная высокотемпературная цементация и собственно нанесение титанового покрытия. Однако, в покрытии, сформированном вследствие использования данного технологического процесса наблюдается значительная неравномерность распределения углерода. Это приводит к образованию зон с повышенным содержанием углерода в приповерхностных слоях, что вызывает увеличение хрупкости покрытия. Для исключения этого явления покрытые изделия подвергают процессу старения по разработанной и запатентованной нами технологии. Данная обработка обеспечивает перераспределение углерода по покрытию, что обеспечивает дополнительное выделение вторичной дисперсной фазы в виде карбида титана. Эти процессы приводят к повышению твердости покрытия при одновременном снижении его хрупкости.

Целью данной работы является исследование влияния старения как окончательной стадии технологического процесса нанесения покрытий из среды легкоплавких жидкометаллических растворов на эксплуатационные

свойства твердосплавного инструмента с диффузионным титановым покрытием.

Методика

Диффузионные титановые покрытия наносились на исходно не покрытые пятигранные пластины PNUM - 110408 из сплавов BK8, T15K6.

Покрытие наносилось путем диффузионной металлизации с применением разработанной нами технологии [8] путем погружения твердосплавных пластин в ампулу с легкоплавким расплавом и их выдержки в изотермическом режиме в среде инертных газов. В качестве легкоплавкого расплава, осуществляющего доставку элемента к поверхности покрываемого изделия, использовался расплав эвтектического состава свинец-висмут-литий, в который в заданном количестве вводился титан.

Процесс диффузионной металлизации из среды легкоплавких жидкометаллических растворов основан на явлении изотермического, селективного переноса элементов покрытия, растворенных в легкоплавком расплаве, на поверхность изделия с последующим диффузионным взаимодействием элементов покрытия с основным материалом изделия [7].

Суть технологии заключается в том, что изделия погружаются в расплав легкоплавкого металлического элемента, в котором в определенной пропорции растворены элементы покрытий. Изделия выдерживаются в расплаве при заданных температурах от 10 минут до 5 часов. За это время элементы покрытий диффундируют в поверхностный слой изделия, легируют их, образуя диффузионное покрытие [7].

Перед нанесением покрытия пластины были подвергнуты кратковременной высокотемпературной цементации. Цементация служит для насыщения поверхности инструмента углеродом, за счет которого впоследствии формируется покрытие. Цементация проводилась с применением технологии вакуумной цементации в среде пропан-бутановой смеси в вакуумной печи VMI VMICRO.

После нанесения покрытия, пластины были подвергнуты старению при температуре 500-800⁰С по разработанной и запатентованной нами технологии. Старение проводилось с целью перераспределения углерода по покрытию и выделения второй дисперсной фазы в виде карбида титана.

Процесс нанесения покрытия проводился в разработанной, запатентованной и изготовленной нами установки для диффузионной металлизации в среде легкоплавких жидкометаллических растворов [9]. Данная установка обеспечивает возможность нанесения покрытий в открытой жидкометаллической ванне в циклическом режиме и совмещать

процесс диффузионной металлизации с термической обработкой материала покрываемого изделия.

Исследования по оценке влияния диффузионных титановых покрытий на стойкость режущего инструмента проводились путем натуральных испытаний при токарной обработке резанием. Токарная обработка осуществлялась проходными резцами с механическим креплением пластин. Использовались твердосплавные пятигранные пластины из сплавов ВК8, Т15К6 без покрытия и с титановыми диффузионными покрытиями, нанесенными по предлагаемой технологии.

Характеристики стойкости инструмента определялись при точении прутков, изготовленных из стали У10 после закалки и среднего отпуска, HRC=43...45.

Токарная обработка проводилась при скорости резания 130 м/мин, подачей 0,8 мм/об, глубиной резания 1 мм. За период стойкости принималось время, за которое инструмент терял режущие свойства.

Твердость пластин проверялась по методу Роквелла и методу микро-Виккерса. Твердость по Роквеллу определялась на твердомере ТК-2М по стандартной методике, по шкале «А». Металлографические исследования проводились на микрошлифах, подготовленных по стандартной методике. Исследования по определению толщины покрытий, их структуры и микротвердости проводились на микротвердомере ПМТ-3.

Анализ результатов исследований

При нанесении диффузионных титановых покрытий на твердосплавной инструмент, на его поверхности образуется покрытие величиной 3-6 мкм. При этом, покрытия характеризуются наличием двух слоев: поверхностного и переходного. Поверхностный слой образуется вследствие диффузии углерода, полученного во время предварительной цементации, к титану. Переходной слой характеризуется наличием в нем карбидов титана и элементов покрываемого материала, что свидетельствует о том, что формирование данного слоя осуществляется за счет гетеро диффузии между элементами покрытия и элементами покрываемого материала. Микрофотография сплава Т15К6 с диффузионным титановым покрытием представлена на рисунке 1.

В ходе исследований было установлено, что старение твердосплавного инструмента после диффузионного титанирования, обеспечивает повышение его стойкости, при этом степень повышения стойкости определяется режимами процесса термической обработки (старения).

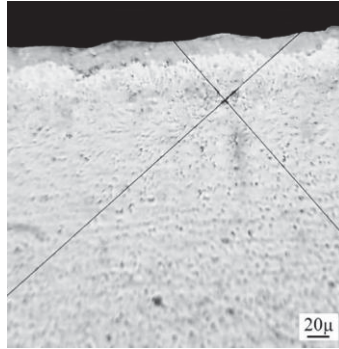


Рис.1. Микроструктура твердого сплава Т15К6 с диффузионным титановым покрытием.

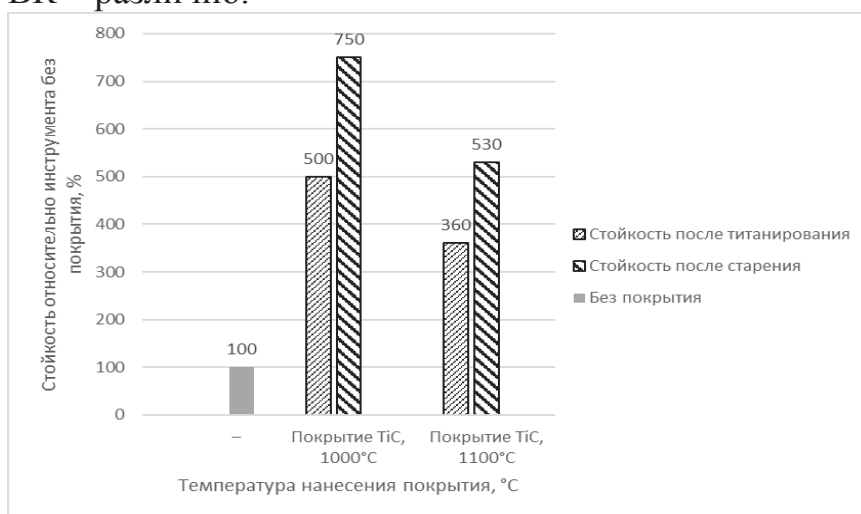
С целью установления влияния режимов процесса старения на стойкость диффузионно-титанированного твердосплавного режущего инструмента старению были подвергнуты пластины, изготовленные из твердых сплавов ВК и ТК. На пластины было нанесено диффузионное титановое покрытие при температурах 1000°C и 1100°C , при этом пластины были подвергнуты предварительной кратковременной высокотемпературной цементации при температурах $1000-1100^{\circ}\text{C}$. После нанесения покрытия инструменты были подвергнуты старению в диапазоне температур $150-800^{\circ}\text{C}$. Время выдержки находилось в интервале от 60 до 120 мин.

Как показали исследования, на эксплуатационные свойства режущего инструмента влияют: время выдержки при старении, температура старения, состав покрываемого материала [10].

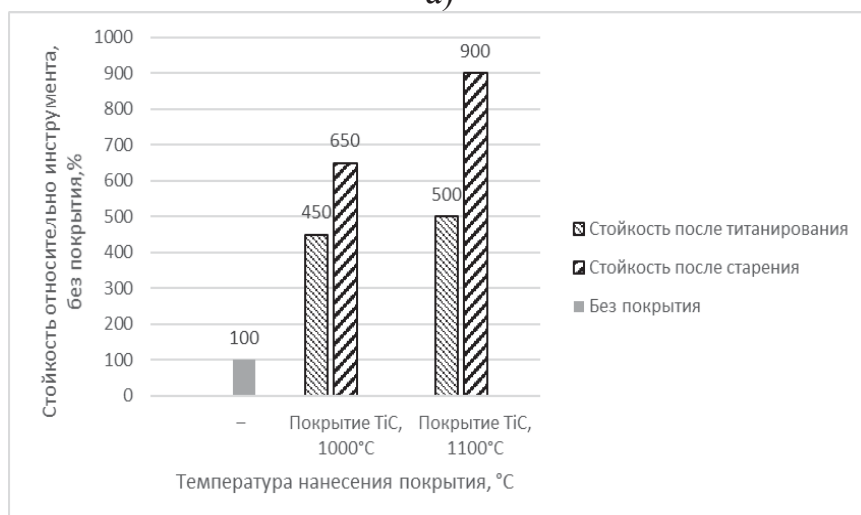
При старении твердых сплавов типа ТК и ВК происходит увеличение их стойкости за счет перераспределения углерода и выделения второй дисперсной фазы в виде карбида титана, при этом макротвердость остается на уровне 91HRA для сплава Т15К6 и 89,5HRA для сплава ВК8. Увеличение стойкости относительно непокрытого инструмента составляет более чем в 7 раз. За 100% принималась стойкость резца без покрытия (рис.2). Зависимость стойкости инструмента после старения от режимов нанесения покрытия представлена на рисунке 2.

Оптимальное время выдержки составило 90 мин. Выбор времени выдержки объясняется тем, что при малой длительности старения диффузионные процессы не успевают завершиться, и его эффективность снижается. При длительности выдержки свыше 90 минут не было выявлено улучшения эксплуатационных свойств обрабатываемого инструмента. Это связано с окончанием перераспределения углерода и выделения второй дисперсной фазы, что ведет к нецелесообразности применения длительной выдержки и увеличению энергозатрат на термообработку.

Температура, при которой проводится старение оказывает наибольшее влияние на эксплуатационные характеристики инструмента. При этом влияние температуры на свойства покрытий, нанесенных на сплавы ТК и ВК – различно.



а)



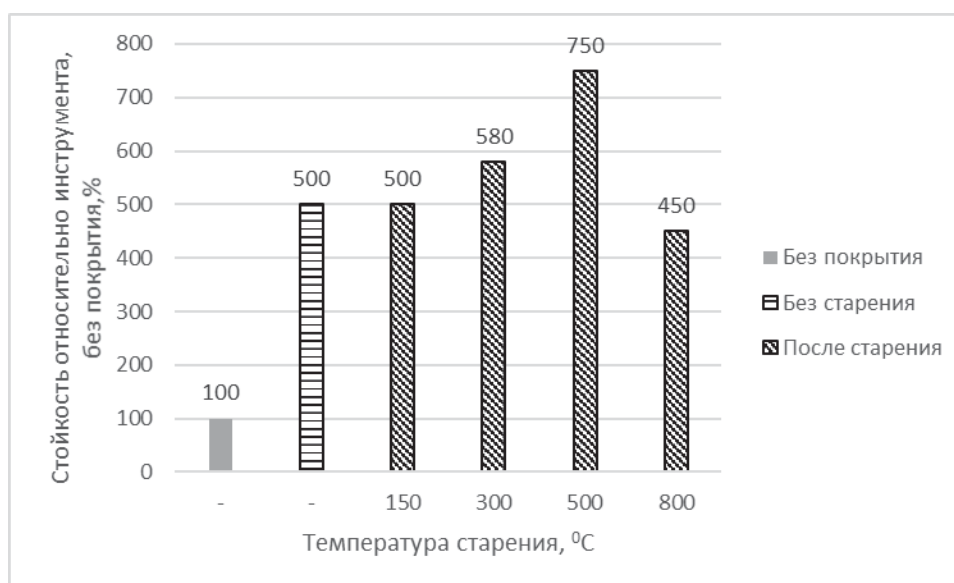
б)

Рис. 2. Зависимость стойкости твердосплавного инструмента, имеющего диффузионное титановое покрытие, подвергнутого старению, от режимов нанесения покрытия: а) T15K6; б) BK8.

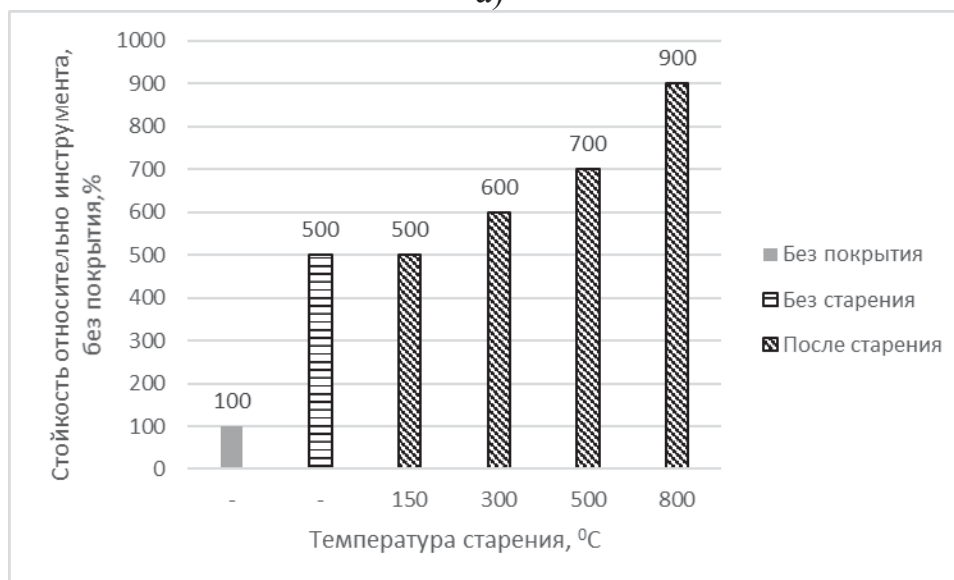
При температуре старения ниже 300⁰С улучшения эксплуатационных свойств не происходит ни в случае обработки инструмента, изготовленного из сплава ТК, ни в случае обработки ВК (рис. 3). Это связано с низкой интенсивностью диффузионных процессов при данных температурах. При температуре старения 300⁰С наблюдается повышения стойкости на 66% в случае T15K6 (рис. 3а), и на 100 % в случае обработки BK8 (рис. 3б).

Наибольшее увеличение стойкости инструмента из сплавов ТК наблюдается при температуре старения 500⁰С. Данная температура

обеспечивает оптимальное распределение углерода в приповерхностных слоях обрабатываемого инструмента и выделение второй дисперсной фазы в виде карбида титана. При этом происходит увеличение стойкости обработанного инструмента более, чем в 6 раз относительно непокрытого инструмента и в 1,5 раза относительно аналогичного инструмента без старения. При старении инструментов, изготовленного из сплавов группы ВК, при данной температуре также наблюдается увеличение стойкости инструмента более, чем в 6 раз относительно непокрытого, в 1,4 раза относительно аналогичного инструмента без старения (рис.3).



а)



б)

Рис. 3. Зависимость стойкости инструмента, имеющего диффузионное титановое покрытие, подвергнутого старению: а) Т15К6; б) ВК8.

Однако дальнейшее увеличение температуры старения влияет на свойства инструментов, изготовленных из сплавов групп ТК и ВК, по-разному. При температуре старения 800⁰С у инструмента, изготовленного из сплава Т15К6, имеющего диффузионное титановое покрытие, макротвердость снижается до 85 НРА, а стойкость становится ниже, чем у инструмента без старения (рис.3а). В то же время, работоспособность инструмента, изготовленного из сплава ВК8 с нанесенным на поверхность диффузионным титановым покрытием, увеличивается в 1,8 раз относительно инструмента без старения (рис.3б), а его макротвердость остается на уровне 89,5 НРА. Падение макротвердости и стойкости инструментов марки ВК происходит лишь при дальнейшем увеличении температуры до 900⁰С. Такая разница в эксплуатационных характеристиках после старения при повышенных температурах инструментов из сплавов Т15К6 и ВК8 объясняется тем, что в сплаве марки Т16К6 меньшее содержание кобальта и вольфрама. Элементом, который насыщается при предварительной цементации, является кобальт. С повышением температуры старения, в сплаве Т15К6 происходит образование большого количества хрупкого карбида титана с одновременным выгоранием части углерода, что отрицательно сказывается на эксплуатационных свойствах инструмента.

Заключение

Старение твердосплавного инструмента из сплавов ТК и ВК, имеющего диффузионные титановые покрытия, способно повысить его стойкость в 1,5-2 раза относительно инструмента без старения и более, чем в 7 раз – относительно инструмента, не имеющего покрытие. Таким образом, старение твердосплавного инструмента, имеющего диффузионное титановое покрытие, может эффективно применяться для улучшения его эксплуатационных свойств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горобей Н.Н., Лукьяненко А.С. Упрочнение поверхностного слоя металлических образцов легированием // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 4-й международной научно-практической конференции / Под ред. М.М.Радкевича и А.Н.Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 1119-1128.
2. Козырева Л.В. Химическое газофазное осаждение как метод получения наноструктурных материалов // Технологии ремонта восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов,

- оборудования, инструмента и технологической оснастки от нано- до макроуровня. - 13 международная научно-практическая конференция . Ч.1. СПб.: СПбГПУ. – 2010. – С. 174-178.
3. Лахтин Ю.М., Арзамасов Б.Н. Химико-термическая обработка металлов. Учебное пособие для вузов. - М.: Металлургия, 1985. - 256с.
 4. Соколов А.Г., Мансиа Салахалдин. Механизм и особенности формирования диффузионных никель-медных покрытий из среды легкоплавких жидкометаллических растворов на твердых сплавах // Технология металлов. -2012.-№2.-С. 38-43.
 5. Кадарметов А.М., Сухочев Г.А. Особенности процесса воздушно-плазменного нанесения и упрочнения покрытий при модуляции электрических параметров//Упрочняющие технологии и покрытия – 2009.-№4.-С. 17-23
 6. Петрова Л.Г., Александров В.А., Шестопалова Л.П. Формирование наноструктурных дисперсно-упрочненных покрытий путем химико-термической обработки легированных сталей в отдельных атмосферах воздуха и аммиака//Упрочняющие технологии и покрытия – 2010.-№4.-С. 25-33
 7. Соколов А.Г., Артемьев В.П. Повышение работоспособности инструмента методами диффузионной металлизации. Ростов-на-Дону: Изд-во СКНЦ ВШ, 2006. 228 с.: ил
 8. Патент №2451108 РФ, МПК С23 С 10/26 (2006.01). Способ обработки инструмента из стали или твердого сплава/ А.Г. Соколов (РФ), Мансиа Салахалдин (РФ) – Заявлено 04.10.2010; опубл. 20.05.2012, Бюл. №14.
 9. Патент № 2521187, МПК С23С 10/18; С23С 2/04 (2006.01) Устройство для диффузионной металлизации в среде легкоплавких жидкометаллических растворов / А.Г. Соколов РФ – заявлено 25.10.12; опуб. 27.06.2014, Бюл. №18.
 10. Соколов А.Г., Бобылёв Э.Э., Арефьева С.А. Повышение стойкости диффузионно-титанированного твердосплавного режущего инструмента термической обработкой // Перспективные материалы.- 2016.-№12.-С.-45-51.

A.G.Sokolov, E.E.Bobylyov

IMPACT OF APPLYING THE DIFFUSION TITANIUM COATINGS WITH SUBSEQUENT HEAT TREATMENT TO OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF CARBIDE CUTTING TOOL OF THE TYPE TK AND WC-CO

Kuban State Technological University, Russia

Abstract

Describes the technology of applying titanium diffusion coatings on cutting tools of medium of fusible liquid-metal solutions. The results of research of process of heat treatment of carbide inserts of type VC and TC after diffusion tianation from medium of fusible liquid-metal solutions. The results of influence of heat treatment of the cutting tool with diffusion titanium coating to its durability. It founded that the wear resistance of the tool and the microhardness of the coating influenced by the temperature of heat treatment and its duration, and the composition of the coated material. It is established that thermal treatment of carbide tools, the diffusion of titanium has a coating, allows to increase its durability in 1,5-2 times compared to the coated tool, but without heat treatment, relative to the tool without coating, durability is increased 7 times.

Key words: carbide-cutting tools, the increase in wear resistance, titanium coating, diffusion metallization.

REFERENCES

- [1] Gorobey N.N., Lukyanenko A.S. Surface hardening of metal templates by alloying // *Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: Mater. of International scientific-practic. conf. – St.Petersburg.: Publ. Polytech.Univ., 2014. – P. 1119-1128 (rus.)*
- [2] Kozyreva L.V. Chemical vapor deposition as a method of obtaining of nanostructured materials// *Technology of repair, restoration and hardening of details of machines, mechanisms, equipment, instrument and tooling from nano - to macro-level. - 13 international scientific-practical conference no. I. SPB.: SPbGPU, 2010, P. 174-178. (rus.)*
- [3] Lakhtin Yu.M., Arzamasov B.N. Chemical heat treatment of metals. Textbook for high school. Moscow, Metallurgiya Publ., 1985, 256p. (rus.)
- [4] Sokolov A.G., Mansia Salakhaldin. The mechanism and features of the diffusion formation of Nickel-copper coating from the environment of fusible liquid-metal solutions on hard alloys. *Tekhnologiya metallov - Metal technology*, 2012, no2, P. 38-43. (rus.)
- [5] Kadarmetov A.M., Sukhochev G.A. The features of the process air plasma, applying and hardening coatings with modulation of the electric parameters. *Uprochnyayushchie tekhnologii i pokrytiya – Hardening technologies and coatings – 2009.-№4.-P. 17-23. (rus.)*
- [6] Petrova L.G., Aleksandrov V.A., Shestopalova L.P. The formation of nanostructured disperse-strengthened coatings by chemical-thermal treatment of alloy steels in separate atmospheres of air and ammonia.

Uprochnyayushchie tekhnologii i pokrytiya – Hardening technologies and coatings – 2010.-№4.-S. 25-33. (rus.)

- [7] Sokolov A.G., Artem'ev V.P. Improving the efficiency of the instrument by diffusion metallization. Rostov-on-Don: SKNTs VSh Publ., 2006. 228 p. (rus.)
- [8] A.G. Sokolov, Mansia Salakhaldin. The method of processing of tool steel or hard alloy. Patent RF no.2451108, 2012. (rus.)
- [9] A.G. Sokolov. The device for the diffusion metallization from the medium of the fusible liquid metal solutions. Patent RF no.2521187, 2014. (rus.)
- [10] Sokolov A.G., Bobyl'ov E. E., Aref'eva S.A. The increasing resistance of the carbide cutting tools have diffusion titanium coatings by heat treatment. Journal perspektivnie materialy. №12, p.45-51. (2016). (rus.)

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

А.Я. Башкарёв¹, Е.Д. Беззубова², Р.А. Хабибуллин³

О ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ ДВУХВАЛЬЦОВОГО САМОХОДНОГО ВИБРАЦИОННОГО УПЛОТНИТЕЛЯ



¹Альберт Яковлевич Башкарёв, д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург, 195251, Санкт-Петербург, ул.
Политехническая, д. 29.
Тел.: +7 (812) 950-3715, E-mail: bashkarev@spbstu.ru.



²Екатерина Дмитриевна Беззубова, студент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург, 195251, Санкт-Петербург, ул.
Политехническая, д. 29.
Тел.: +7 (911) 700-68-77,
E-mail: ekaterina.bezzubova.1994@mail.ru.



³Рузиль Арсенович Хабибуллин, студент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург, 195251, Санкт-Петербург, ул.
Политехническая, д. 29.
Тел.: +7 (921) 366-7317, E-mail: Ruz1k.53@mail.ru.

Аннотация

Теоретически обосновывается возможность создания поверхностных вибрационных уплотнителей с двумя вальцами, способных к самостоятельному передвижению за счет возбуждающей силы установленных на них вибраторов ненаправленного действия. На основе полученных результатов предлагается такая компоновка вальцов и вибраторов, при которой обеспечивается реверсивное перемещение уплотнителя.

Ключевые слова: вибрационные уплотнители, вибрационное перемещение, катки, плиты.

Введение

Среди малогабаритных средств механизации, применяемых в строительстве, особое место занимают вибрационные уплотнители. Они имеют малую металлоемкость, просты по конструкции, достаточно надежны и относительно недороги. Широкое распространение такие уплотнители находят при выполнении небольших объемов работ, например, при ремонте дорожных покрытий, устройстве пешеходных дорожек, строительстве тротуаров и т.п.[1,2,3,4,5]

Особое место среди уплотнителей занимают самоходные вибрационные плиты. По уплотняемой поверхности они способны передвигаться за счет возбуждающей силы их вибратора. Многие исследователи и производственники считают, что их преимуществом является значительная глубина уплотнения, когда они применяются для уплотнения грунта. Это объясняется большой площадью опорной поверхности, по сравнению с такими уплотнителями как катки, площадь контакта которых с уплотняемым материалом в десятки раз меньше, но максимальные давления на два порядка больше. Благодаря этому они обеспечивают более высокую степень уплотнения, хотя и на меньшую глубину. Таким образом, если сравнивать два вида уплотнителей: катки и плиты, для работ, связанных с уплотнением небольших по толщине слоев, например, асфальтобетонных покрытий предпочтение следует отдавать каткам. На практике и плиты часто используют для уплотнения асфальтобетонных покрытий, особенно при выполнении ремонтных работ. Здесь сказываются такие достоинства, как небольшие габариты, незначительная масса и легкость при транспортировании.[6,7,8]

Слабой стороной вибрационных плит является не только недостаточно высокая степень уплотнения, но и неудобства, возникающие при их перемещении с одного места работы на другое. Даже относительно малые модели вибрационных плит по массе весят около ста килограмм. Кроме того большинство выпускаемых вибрационных плит не имеют реверса перемещения. Как правило, процесс уплотнения требует нескольких последовательных проходов по уплотняемому материалу. Обычно для этого вибрационную плиту приходится разворачивать вручную. При выполнении, например, ямочного ремонта это создает большие неудобства. Чтобы избежать этого некоторые фирмы-производители выпускают реверсивные уплотнители. Однако их стоимость оказывается значительно выше.

Цель данной работы заключается в том, чтобы теоретически доказать возможность создания малогабаритных вибрационных катков,

передвигающихся по тому же принципу, что и вибрационные плиты, т.е. за счет возбуждающей силы вибратора ненаправленного действия, но способных к реверсированию. Естественно, что при уплотнении асфальтобетонных покрытий при их малой толщине они будут создавать более высокую степень уплотнения, чем плиты.

В качестве конструкционного варианта предлагается рассмотреть вариант с двумя симметрично расположенными электрическими вибраторами ненаправленного действия, представленного на рисунке 1.

Конструкция включает два вальца 1, два вибратора, расположенных выше их осей 2, раму 3 и подрессоренный груз 4. В качестве груза может быть приводной двигатель или бак с водой необходимой для предотвращения налипания на вальцы горячей асфальтобетонной смеси. На подрессоренной раме груза должна закрепляться рукоятка уплотнителя, которая в описании динамики уплотнителя пока не рассматривается с учетом ее незначительной массы.

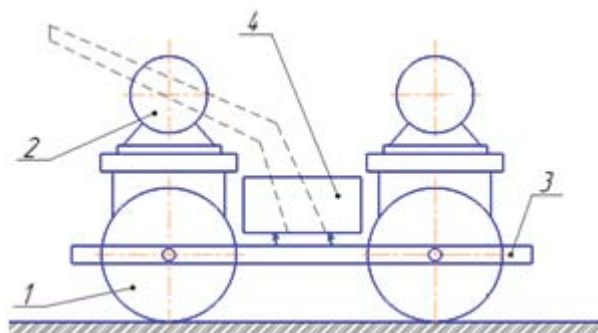


Рис. 1. Конструкция двухвальцового самоходного вибрационного уплотнителя

В работах [9,10] было предложено создавать вибрационные самоходные плиты таким образом, чтобы их задняя кромка при вибрировании не отрывалась от поверхности, благодаря чему обеспечивается устойчивость уплотнителя на уклонах и исключается возможность его сползания. Там же были найдены условия, при которых давления под этой кромкой, а значит и сила трения, меньше, когда горизонтальная составляющая сила вибратора направлена вперед, чем когда она направлена назад. В результате смещение уплотнителя за один период колебаний оказывается больше чем назад, благодаря чему обеспечивается эффект вибрационного перемещения.[11,12,13,14]

Здесь рассматривается аналогичный режим работы вибрационного уплотнителя, когда задний валец находится в постоянном контакте с поверхностью, по которой он передвигается. Передний валец работает в режиме вибрационного трамбования, совершая мгновенный удар по уплотняемой поверхности. Ниже будут найдены условия существования такого режима.

Рассматривается работа с одним вибратором при движении вперед и с другим при движении назад, с изменением вращения эксцентров в

обратном направлении. Вальцы уплотнителя установлены в подшипниках и свободно вращаются без привода.

Математическое описание процесса передвижения вибрационного двухвальцового уплотнителя

Схема сил, действующих на вибрационный уплотнитель, представлена на рисунке 2:

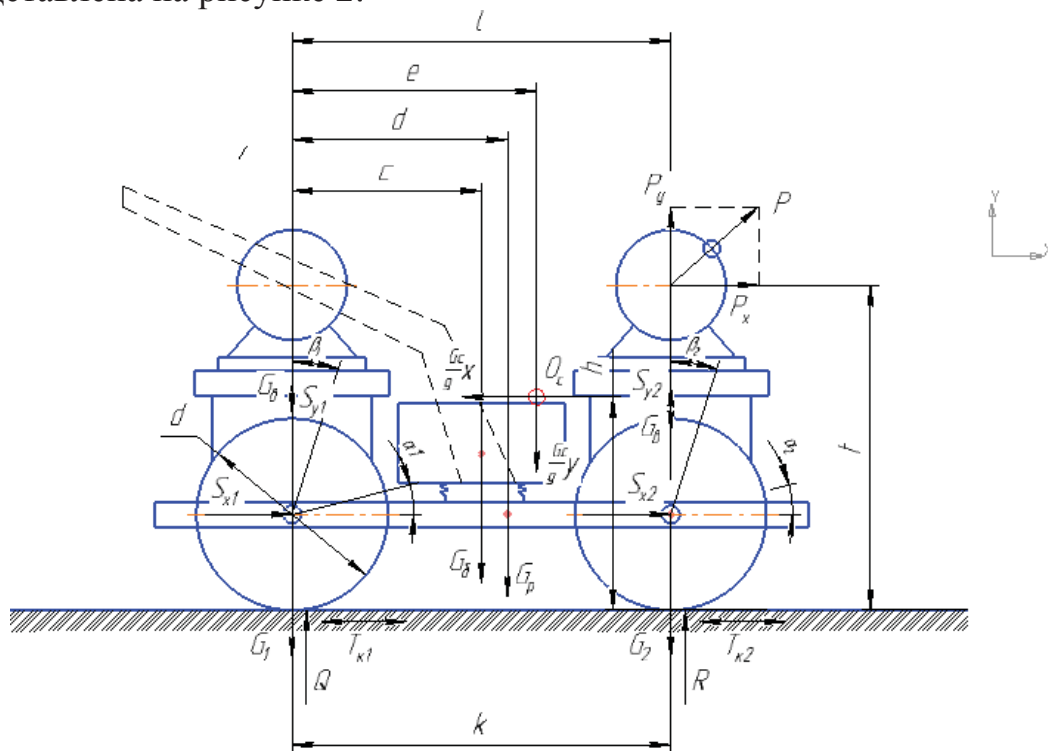


Рис. 2. Схема сил, действующих на вибрационный уплотнитель

Здесь: G_p – вес рамы, G_1, G_2 – вес заднего и переднего вальца соответственно, G_b – вес бака для воды, G_v – вес вибратора, T_{k1}, T_{k2} – силы сопротивления качению заднего и переднего вальца соответственно, μ – коэффициент сопротивления качению, Q – реакция под задним вальцом со стороны опорной поверхности, R – реакция под передним вальцом со стороны опорной поверхности, $S_{x1}, S_{x2}, S_{y1}, S_{y2}$ – реакции в точках крепления рамы к оси колеса, P – возбуждающая сила вибратора, α_1 – угол отклонения рамы относительно оси вальца, β_1 – угол поворота вальца, O_c – центр инерции системы, G_c – вес системы без бака с водой, G_{c+b} – вес системы, включая бак с водой, $a, b, c, d, e, h, k, l, t$ – геометрические размеры.

Предположим, что рассматривается режим, когда передний валец имеет только мгновенный контакт с уплотняемым материалом. Второй валец находится в постоянном контакте. Далее условия для такого режима будут найдены.

Для определения направления силы сопротивления качению введём кусочно-постоянную функцию $sgn\dot{x}$:

$$T_{к1} = Q \cdot \mu \cdot sgn\dot{x};$$

$$T_{к2} = R \cdot \mu \cdot sgn\dot{x};$$

На вальцы со стороны рамы действуют те же силы S_x и S_y , но с обратным знаком.

Напишем уравнения равновесия сил для заднего вальца, соблюдая указанные на рисунке 2 направления сил:

$$\begin{cases} \frac{G_1}{g} \ddot{x} = S_{x1} - Q \cdot \mu \cdot sgn\dot{x}, & (1) \\ \frac{G_1}{g} \ddot{y}_1 = S_{y1} + Q - G_1, & (2) \\ J_e \ddot{\beta} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} sgn\dot{x}. & (3) \end{cases}$$

Здесь J_e – момент инерции вальца относительно собственной оси. Найдём $\ddot{\beta}$. Для этого рассмотрим поворот колеса на малый угол β :

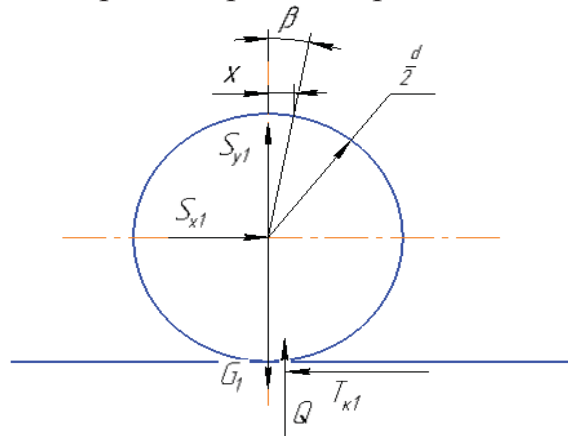


Рис. 3. Поворот колеса на малый угол β

Из рисунка 3 видно, что:

$$\beta \approx \sin\beta = \frac{x}{d/2}; \quad \ddot{\beta} = \frac{2\ddot{x}}{d}$$

Тогда (3) запишется в виде:

$$J_e \frac{2\ddot{x}}{d} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot sgn\dot{x} \quad (4)$$

Принимая, что вращение дебаланса происходит против часовой стрелки, напишем уравнения равновесия сил, действующих на систему: два вибратора, передний валец, рама, бак с водой, соблюдая указанные на рисунке 2 направления сил.

Рассмотрим режим, когда большую часть времени передний валец находится в воздухе, т.е. не опирается на уплотняемую поверхность, воздействуя на нее лишь импульсом удара. Следовательно, $R=0$.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_C}{g} \ddot{x} = P_x - S_{x1}, \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 = -S_{y1} + P_y - G_C, \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J_C \ddot{\alpha} = P_y l + P_x \left(t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - G_2 k + \\ + \frac{G_C}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 e - G_p d - G_6 c. \end{array} \right. \quad (7)$$

Здесь G_C – вес системы без бака с водой: передний валец, два вибратора, рама:

$$G_C = G_2 + 2G_6 + G_p.$$

J_C – момент инерции относительно точки А системы: передний валец, два вибратора, рама:

$$J_C = J_2 + J_{61} + J_{62} + J_p.$$

Как говорилось выше, практический интерес представляет режим работы, когда задний валец не отрывается от опорной поверхности. В этом случае $y_1 = const = 0 \Rightarrow \ddot{y}_1 = 0$. Тогда из выражения (2) следует:

$$S_{y1} = G_1 - Q. \quad (8)$$

Из рисунка 3 видно, что:

$$\sin \alpha \approx \alpha = \frac{y_2}{e}$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\ddot{y}_2}{e}$$

Тогда выражение (7) запишется в виде:

$$J_C \cdot \frac{\ddot{y}_2}{e} = P_y l + P_x \left(t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - G_2 k + \frac{G_C}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - \frac{G_C}{g} \ddot{y}_2 e - G_p d - G_6 c \quad (9)$$

После подстановки (6) в выражение (9) следует:

$$\frac{J_C g}{G_C e} (-S_{y1} + P_y - G_C) = P_y l + P_x \left(t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - G_2 k + \frac{G_C}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) - (-S_{y1} + P_y - G_C) e - G_p d - G_6 c \quad (10)$$

С учетом выражения (8) выражение (10) принимает вид:

$$\frac{J_C g}{G_C e} (Q - G_1 + P_y - G_C) = P_y l + P_x \left(t - \frac{d}{2} \right) - G_6 l - G_2 k + \frac{G_C}{g} \ddot{x} \left(h - \frac{d}{2} \right) -$$

$$-(Q - G_1 + P_y - G_c)e - G_p d - G_{\bar{c}} \quad (11)$$

После сложения правых и левых частей выражений (1) и (5) с учётом $R=0$, следует:

$$\ddot{x} \left(\frac{G_1 + G_c}{g} \right) = P_x - Q \cdot \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x},$$

отсюда:

$$\ddot{x} = \frac{(P_x - Q \cdot \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x})g}{G_1 + G_c} \quad (12)$$

После подстановки выражения (12) в выражение (11) и ряда преобразований получаем:

$$\begin{aligned} Q = & P_y \left(l - e - \frac{J_c g}{G_c e} \right) + P_x \left[t - \frac{d}{2} + \frac{G_c}{G_1 + G_c} \left(h - \frac{d}{2} \right) \right] - 2G_{\bar{c}} \left(\frac{l}{2} - e - \frac{J_c g}{G_c e} \right) - \\ & G_2 \left(k - e - \frac{J_c g}{G_c e} \right) + G_1 \left(e + \frac{J_c g}{G_c e} \right) + G_{\bar{c}} \left(e - c + \frac{J_c g}{G_c e} \right) + G_p \left(e - d + \right. \\ & \left. \frac{J_c g}{G_c e} \right) \cdot \left[e + \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \cdot \frac{G_c}{G_1 + G_c} \cdot \left(h - \frac{d}{2} \right) + \frac{J_c g}{G_c e} \right]^{-1} \end{aligned} \quad (13)$$

С определенным допущением мы можем заменить: $J_c = \frac{G_c}{g} \cdot e^2$.

$$\text{Примем: } G_{\text{отн}} = \frac{1}{1 + \frac{G_1}{G_c}}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} Q = & \left(P_y(l - 2e) + P_x \left[t - \frac{d}{2} + G_{\text{отн}} \left(h - \frac{d}{2} \right) \right] - 2G_{\bar{c}} \left(\frac{l}{2} - 2e \right) - G_2(k - 2e) + G_1 2e + \right. \\ & \left. G_{\bar{c}}(2e - c) + G_p(2e - d) \right) \left(2e + \mu \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \cdot G_{\text{отн}} \left(h - \frac{d}{2} \right) \right)^{-1} \end{aligned} \quad (14)$$

При выполнении конструкторского решения, а именно $k = l = 2e$, т.е. конструкция симметричная, выражение (14) после некоторых преобразований примет вид:

$$Q = \frac{P_x \left[t - \frac{d}{2} + G_{\text{отн}} \left(h - \frac{d}{2} \right) \right] + G_1 \cdot l + G_{\bar{c}} \cdot l + G_{\bar{c}}(l - c) + G_p(l - d)}{\left[l + \mu \cdot G_{\text{отн}} \cdot \left(h - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \right]}; \quad (15)$$

Отсюда условия, при котором Q всегда больше 0, т.е. валец всегда в контакте с уплотняемой поверхностью:

$$P < \frac{(G_1 + G_{\bar{c}} + G_{\bar{c}} + G_p)l - G_{\bar{c}}c - G_p d}{t - \frac{d}{2} + G_{\text{отн}} \left(h - \frac{d}{2} \right)} \quad (16)$$

и

$$l + \mu \cdot G_{\text{отн}} \cdot \left(h - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} > 0. \quad (17)$$

На рисунке 4 изображен график изменения вынуждающей силы и реакции под задним валцом от времени. На участке I значение реакции оказывается меньше, чем на участке II, поэтому, можно сделать вывод, что возможен эффект виброперемещения, при котором первый полупериод соответствует движению уплотнителя вперёд, а второй – движению его в обратную сторону, но уже на меньшую величину. При этом важной особенностью является положительная разность между амплитудными значениями реакции вальца и вынуждающей силы.

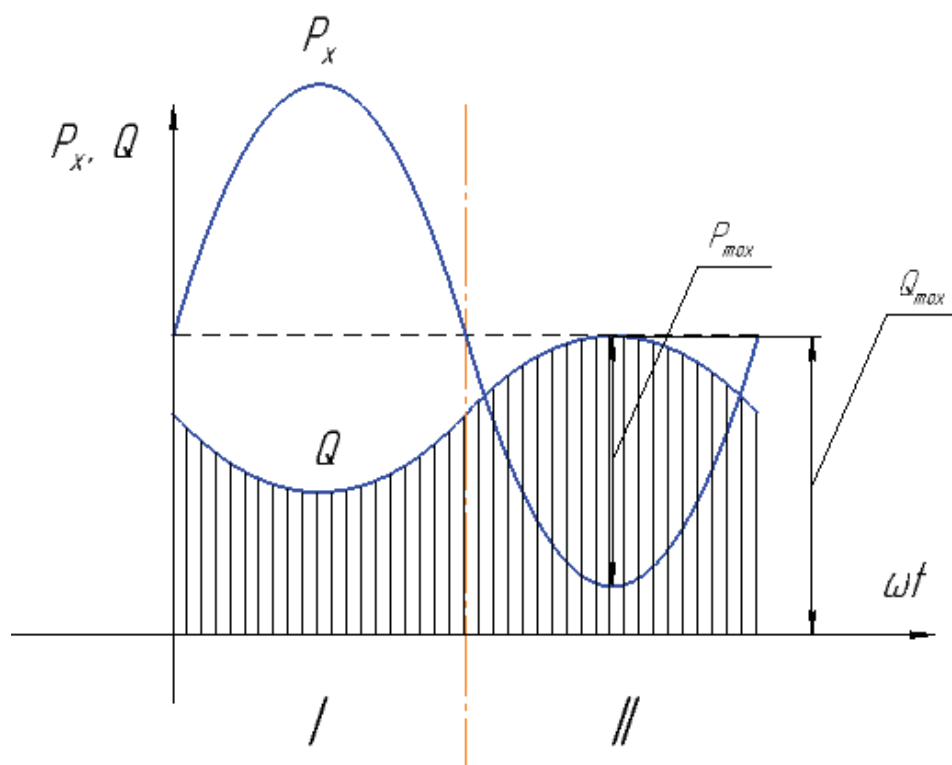


Рис. 4. График зависимости Q и P_x от времени

Рассмотрим уравнение (17), изобразив его графически (рис. 5).
Примем:

$$z = l + \mu \cdot G_{омн} \left(h - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{sgn} \dot{x} \quad (18)$$

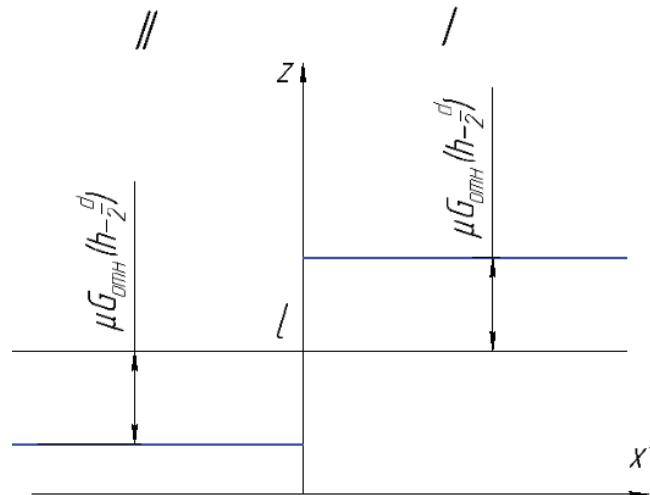


Рис. 5. Графическое изображение уравнения

Как упоминалось ранее, участок I соответствует движению уплотнителя вперёд, при этом \dot{x} будет положительным, а z будет принимать большее значение, чем при движении уплотнителя в обратную сторону. Следовательно, чтобы z было всегда положительным, нужно чтобы выполнялось неравенство:

$$l > \mu \cdot G_{отн} \left(h - \frac{d}{2} \right) \quad (19)$$

Основные выводы

1. Теоретически доказано, что самоходные малогабаритные вибрационные уплотнители могут создаваться не только в виде плит, но и в виде конструкций с двумя свободно вращающимися вальцами, что обеспечивает более высокую степень уплотнения.

2. Установлены теоретически обоснованные условия существования такого режима работы уплотнителя, при котором один валец находится в постоянном контакте с уплотняемой поверхностью, что удерживает его на уклонах.

3. Предложено создавать симметричную компоновку расположения валцов и вибраторов, что обеспечивает возможность реверсирования направления перемещения уплотнителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хархута, Н.Я. Дорожные машины. – Л.: Машиностроение, 1976. – 471с.
2. Хархута, Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. – Л.:Машиностроение, 1973. – 176 с.

3. Шестопалов, А.А. Основные направления повышения эффективности уплотнения дорожно-строительных материалов // Тез. докл. респ. конф. – Спб., 1992. – с. 49.
4. Adam, C. Modelling of the dynamic load plate test with the light falling weight device / C. Adam, D. Adam // Asian journal of civil engineering (building and housing). – 2003. – 4(2-4). – PP. 73-89.
5. Anderegg, R. Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors / R. Anderegg, A. von Felten Dominik, Kuno Kaufmann // ASCE Conf. Proc. GeoCongress – 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology Age Proceedings of GeoCongress – 2006. – PP. 1-6.
6. Anderegg, R. Intelligent Compaction with Vibratory Rollers / R. Anderreg, K. Kaufmann // Transportation Research. – Washington, D. C., 2004. – Record No. 1968. – p. 124-134.
7. Beards, C.F. Structural vibration: analysis and damping / C.F. Beards // First publishe in Great Britain by Arnold, a member of the Hodder Headline Group. –London, 1996. – 287 p.
8. Benaroya, H., Nagurka, Mark L. Mechanical vibration: analysis, uncertainties and control, 3rd edition. // CRC Press, - Taylor&Francis Group, Boca Raton. 2010.
9. Башкарев А.Я., Мусияко Д.В., Пешков В.С. Вибрационное перемещение поверхностного уплотнителя // Научно-технические ведомости СПбГПУю – СПб, 2013 – №1 (166). – с. 175-178.
10. Башкарев А.Я., Мусияко Д.В., Расулов Р.А. Компоновка самоходных вибрационных уплотнителей. Научно-технические ведомости СПбГПУ, СПб, 2015, №4 (231).
11. Башкарев А.Я., Мусияко Д.В., Пешков В.С. Вибрационное перемещение поверхностного уплотнителя. Материалы 3-й Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование», 2013, СПбГПУ.
12. Блехман, И.И. Вибрационное перемещение. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
13. Jonsson, A. Modelling, simulation and experimental investigation of a rammer compactor machine / Anders Jonsson // Department of Mechanical Engineering Blekinge Institute of Technology. – Sweden, 2001. – 24 p.
14. Ryan, S. Intelligent compaction overview [Text\ / S. Ryan // Proceedings of Idaho asphalt conference. – 2014. – 17p.

A.Y. Bashkarev, E.D.Bezzubova, R.A. Khabibullin

ABOUT THE POSSIBILITY OF CREATING A TWO-WAVE SELF-PROPELLED VIBRATION SEAL

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Theoretically the possibility of creation of superficial vibration weather strips with two rollers, capable to independent movement at the expense of the exciting force of the vibrators of not directed action installed on them is proved. On the basis of the received results such configuration of rollers and vibrators at which reversive conveyance of a weather strip is provided is offered.

Key words: vibration weather strips, vibration conveyance, skating rinks, plates.

REFERENCES

- [1] Kharkhuta N.Y. Road machines – Leningrad: Mashinostroyeniye, 1976. – 471c.
- [2] Kharkhuta N.Y. Mashiny dlya uploteniya gruntov. [Machines for ground compaction]. Leningrad: Mashinostroyeniye, 1973. 176 p. (rus)
- [3] Shestopalov A. A. Osnovnye napravleniya povisheniya effektivnosti uplotneniya dorozhno-stroitelnykh materialov // tez. dokl. resp. conf. – Spb., 1992.- p. 49.
- [4] Adam, C. Modelling of the dynamic load plate test with the light falling weight device / C. Adam, D. Adam // Asian journal of civil engineering (building and housing). – 2003. – 4(2-4). – PP. 73-89.
- [5] Anderegg, R. Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors / R. Anderegg, A. von Felten Dominik, Kuno Kaufmann // ASCE Conf. Proc. GeoCongress – 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology Age Proceedings of GeoCongress – 2006. – PP. 1-6.
- [6] Anderegg, R. Intelligent Compaction with Vibratory Rollers / R. Anderreg, K. Kaufmann // Transportation Research. – Washington, D. C., 2004. – Record No. 1968. – p. 124-134.
- [7] Beards, C.F. Structural vibration: analysis and damping / C.F. Beards // First publishe in Great Britain by Arnold, a member of the Hodder Headline Group. –London, 1996. – 287 p.
- [8] Benaroya, H., Nagurka, Mark L. Mechanical vibration: analysis, uncertainties and control, 3rd edition. // CRC Press, - Taylor&Francis Group, Boca Raton. 2010.
- [9] Bashkarev A.Y., Musiiako D.V., Peshkov V.S. Vibratsionnoye peremeshcheniye poverkhnostnogo uplotnitelya. // Nauchno-Tech. vedomosti SpbGPU – Spb, 2013 – №1 (166). – c. 175-178.
- [10] Bashkarev A.Y., Musiiako D.V., Rasulov R.A. V.S. Komponovka samokhodnykh vibratsionnykh uplotneniteley. [Arrangement of vibrating compactors]. St.Petersburg: SPbGPU Publ., 2015, No. 4(231). (rus)
- [11] Bashkarev A.Y., Musiiako D.V., Peshkov V.S. Vibratsionnoye peremeshcheniye poverkhnostnogo uplotnitelya. [Oscillatory motion of the

- plate compactor]. St.Petersburg: Materialy 3-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie», 2013. (rus)
- [12] Blekhman I.I. Vibratsionnoye peremeshcheniye. [Vibrational motion]. Moscow: Fizmatlit, 1994. 400 p. (rus)
- [13] Jonsson, A. Modelling, simulation and experimental investigation of a rammer compactor machine / Anders Jonsson // Department of Mechanical Engineering Blekinge Institute of Technology. – Sweden, 2001. – 24 p.
- [14] Ryan, S. Intelligent compaction overview [Text] / S. Ryan // Proceedings of Idaho asphalt conference. – 2014. – 17p.

А. В. Безруков¹, Н.И. Наумкин², В.Ф. Купряшкин³,
А.С. Князьков⁴, А. И. Панков⁵

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА
МАЛОГАБАРИТНОЙ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ФРЕЗЫ НА КАЧЕСТВО
ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**



¹Анатолий Владимирович Безруков,
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: +79271724851, E-mail: bezrukow157@yandex.ru.



²Николай Иванович Наумкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: naumn@yandex.ru.



³Владимир Федорович Купряшкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254400, E-mail: kupwf@mail.ru.



⁴Алексей Сергеевич Князьков
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: ka13@ro.ru.



⁵Алексей Иванович Панков
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: kafedra_mes@mail.ru

Аннотация

В статье рассматривается влияние изменения кинематического параметра адаптивной самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы на качество обработки почвы в зависимости от твердости почвы.

Ключевые слова: почвообрабатывающая фреза; адаптация режимов работы; кинематический параметр, качество обработки почвы.

Одной из операций возделывания сельскохозяйственных культур является фрезерование, осуществляемое почвообрабатывающими машинами, среди которых при производстве овощей в открытом и закрытом грунтах наибольшее распространение получили самоходные малогабаритные почвообрабатывающие фрезы (СМПФ).

Вследствие того что почва неоднородна как по составу, так и по физико-механическим свойствам, возникает неравномерность загрузки двигателя фрезы, нарушается ее курсовая устойчивость, повышается энергоемкость фрезерования и в итоге ухудшается качество обработки почвы. Следовательно, необходимо разрабатывать и использовать такие СМПФ, которые позволили бы производить адаптацию режимов ее работы к этим варьируемым факторам. Для решения этой задачи проводились исследования, направленные на реализацию возможности адаптации технологического процесса работы машины [1, 2, 3, 4, 5] к изменяющимся внешним факторам. После анализа исследований нами была предложена конструкция самоходной малогабаритной почвообрабатывающей фрезы с адаптацией режимов ее работы (СМПФА), на которую нами был получен патент на изобретение [6] и которая была реализована на базе электрической фрезы ФС-0,85.

На рисунке 1 изображена конструктивная схема такой фрезы, которая содержит редуктор 5 привода ходовых колес 7 и рабочих органов 4, выполняющий одновременно роль рамы, на которой жестко закреплены электрический двигатель 1 привода рабочих органов 4, органы управления 3 и электродвигатель 8 привода ходовых колес.

На редукторе 5 закреплен также блок 2 управления с обратной связью, позволяющий регулировать частоту вращения вала электродвигателя 8. Блок управления 2 связан, при помощи обратной связи, со сканером твердости почвы (СТП), конструктивно выполненным в виде черенкового ножа 6 и одновременно являющимся тензометром с наклеенными на него тензорезисторами. СТП отслеживает изменение плотности обрабатываемой почвы и передает сигнал на блок управления 2.

Устройство работает следующим образом. СМПФ подводят к краю обрабатываемого участка. Кабель питания должен быть расположен со стороны бокового края обрабатываемого участка. Питание подводится параллельно на оба электродвигателя 1 и 8, но при этом питание электродвигателя 8 осуществляется через блок управления 2 частоты вращения его вала. Вначале включают электродвигатель 1 привода рабочих органов 4, затем электродвигатель 8 привода ходовых колес 7.

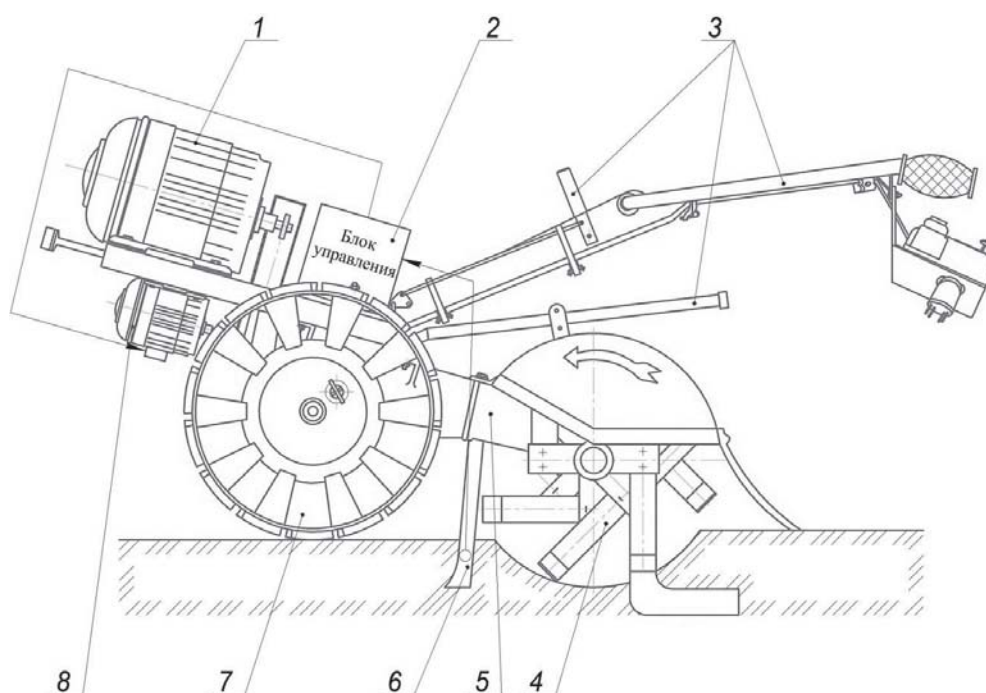


Рис. 1. Схема СМПФА. На схеме обозначены: 1 – электродвигатель привода рабочих органов; 2 – блок управления с обратной связью; 3 – органы управления; 4 – рабочие органы; 5 – редуктор; 6 – сканер твердости почвы; 7 – ходовые колеса; 8 – электродвигатель привода ходовых колес.

Одновременно с началом движения СМПФА происходит заглубление сканера 6 и почвообрабатывающих рабочих органов 4.

По мере движения фрезы сканер твердости почвы 6 отслеживает изменение плотности почвы. При движении на уплотненных участках происходит отклонение СТП 6 от своего первоначального положения и, посредством наклеенных на его поверхность чувствительных элементов (проволочные тензорезисторы, наклеенные по полумостовой схеме), подается сигнал на блок управления 2, который изменяет частоту вращения вала электродвигателя 8 привода ходовых колес 7. Т. е. при движении на уплотненной почве СМПФА уменьшает свою скорость поступательного движения, тем самым уменьшая подачу на рабочие органы 4, что позволяет качественно рыхлить и крошить почву.

Предложенная схема [6] позволяет в отличие от однорежимной фрезы ФС-0,85, при помощи блока управления, автоматически выбирать необходимые режимы работы при переменной плотности почвы на обрабатываемых участках. Как показали экспериментальные исследования [7, 8], такая конструкция позволяет снижать энергоемкость фрезерования (рис. 2). Обработка почвы производилась на глубинах 0,06, 0,13 и 0,20 м.

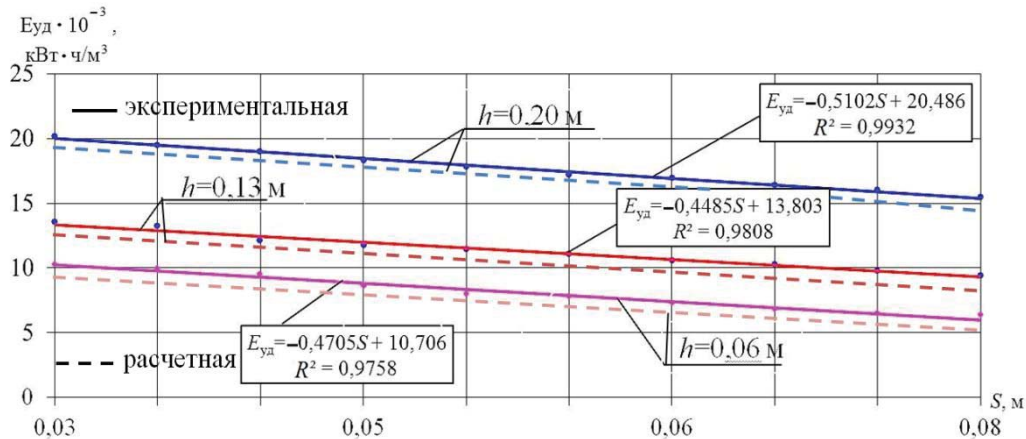


Рис. 2. Зависимости энергоемкости фрезерования $E_{уд}$ от подачи на нож S

С увеличением подачи от 0,03 до 0,074 м энергоемкость снижается с $10,28 \cdot 10^{-3}$ до $6,35 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м³, – на $3,93 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м³, или на 38 %, при $h=0,06$ м; с $13,55 \cdot 10^{-3}$ до $9,43 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м³, – на $4,12 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м³, или на 30 % – при $h=0,13$ м; с $20,15 \cdot 10^{-3}$ до $15,47 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м³, – на $4,68 \cdot 10^{-3}$ кВт·ч/м³ или на 23 % – при $h=0,20$ м. В результате проведенных полевых испытаний было установлено, что производительность СМПФА выросла в 2,2 раза (с 0,085 до 0,189 га/ч) при $h = 0,06$ м; в 2,9 раза (с 0,085 до 0,248 га/ч) при $h = 0,13$ м; в 3,6 раза (с 0,085 до 0,31 га/ч) при $h = 0,20$ м.

Однако, при всех этих достоинствах, необходимо обеспечение требуемого качества почвы, которое во многом определяется кинематическим параметром. Данный безразмерный параметр является комплексным и определяется как отношение линейной скорости движения рабочих органов к поступательной скорости движения машины, т.е. :

$$\lambda = \frac{v_{po}}{v_m},$$

где v_{po} – окружная скорость рабочих органов, м/с; v_m – поступательная скорость машины, м/с.

Вследствие того, что поступательная скорость машины изменяется, то будет изменяться кинематический параметр λ . Но в нашем случае, фреза предназначена не только для рыхления и выравнивания поверхности почвы, но и перемешивания ее с минеральными удобрениями. С учетом того, что окружная скорость рабочих органов $v_{po} = 6,3$ м/с, а поступательная скорость машины варьируется в зависимости почвенных условий в пределах $v_m = 0,3 - 0,83$ м/с [1], то кинематический параметр изменяется в диапазоне $\lambda = 7,6 - 21$. Необходимо было оценить степень влияния такого изменения λ на качество обработки. Для этого был осуществлен дополнительный эксперимент по изучению агрегатного состояния обработанной почвы [8].

Результаты изучения качества обработки почвы (рис. 3) показали, что она состоит в основном из агротехнически ценных фракций размером от 1

до 10 мм и коэффициентом рыхления почвы, который характеризует наличие в ней фракций размером до 50 мм и объем которых согласно требованиям стандарта [9] не должен быть меньше 85 %. В проведенных полевых испытаниях величина коэффициента рыхления составила на всех подачах 100%, что также подтверждает высокое качество обработки почвы фрезерными рабочими органами.

Кроме этого необходимо отметить, что с увеличением подачи с 0,03 до 0,075 м наблюдается снижение эрозионно-опасных частиц размером менее 1 мм их количество не должно превышать 5 % [10]. Уменьшение эрозионно-опасных частиц благоприятно сказывается на устойчивости обработанной почвы к возможной ее эрозии.

Таким образом, результаты анализа агротехнической оценки подтверждают достаточно высокий уровень качества обработки почвы опытным образцом СМПФА во всем диапазоне допустимых подач от 0,03 до 0,075 м при твердости почвы 0,75 МПа. [7, 8, 11].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акимов А. П. Ротационные рабочие органы-двигатели /А. П. Акимов, В. И. Медведев. – М.: Изд-во МГОУ, 2004. – 233 с.
2. Андреев В. И. Исследования динамических процессов ротационных почвообрабатывающих машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Н. Андреев. – М., 1969. – 28 с.
3. Борисов В. Н. Пути повышения устойчивости хода почвообрабатывающих фрез / В. Н. Борисов // Материалы НТС ВИСХОМа. Вып.10. – М., 1969. – С. 101 – 114.
4. Ишкин П. А. Орудие для ранневесенней обработки почвы / П. А. Ишкин, Ю. А. Савельев, А. М. Петров, М. А. Петров // Сельский механизатор. – 2014. – № 10. – С. 6-7.
5. Мударисов С. Г. Оценка технологического процесса взаимодействия дискового рабочего органа с почвой / С. Г. Мударисов, М. М. Ямалетдинов, И. М. Фархутдинов // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2015. – № 2. – С. 84-87.
6. Патент на изобретение №2340134. Почвообрабатывающая электрофреза/ Купряшкин В.Ф., Наумкин Н.И., Безруков А.В. Опубл. 10.12.2008.
7. Чаткин М. Н. Кинематика и динамика ротационных почвообрабатывающих машин / М. Н. Чаткин. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2008. – 316 с.
8. Безруков А. В. Повышение эффективности работы почвообрабатывающих фрез. / Безруков А. В. Наумкин Н.И.,

- Купряшкин В.Ф., Брагин А. В. // Сельский механизатор. № 9. 2016. С. 6-8.
9. ГОСТ 28516–90. Фрезы почвообрабатывающие. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 6 с.
 10. СТО АИСТ 4.2–2003 Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной и мелкой обработки почвы. Методы оценки функциональных показателей. – М.: Минсельхоз России, 2004. – 32 с.
 11. Князьков А. С. Анализ изменения угла резания рабочих органов малогабаритных почвообрабатывающих фрез. / Князьков А. С., Купряшкин В. Ф., Наумкин Н. И. // Современное машиностроение. Наука и образование. 2014. № 4. С. 671-679.

A.V.Bezrukov, N.I.Naumkin, V.F. Kupryashkin,
A.S. Knyazkov, A.I. Pankov

ANALYSIS OF INFLUENCE OF CHANGE OF KINEMATIC PARAMETER OF SMALL SOIL-PROCESSING MILLING ON QUALITY OF SOIL PROCESSING

Ogarev Mordovia State University, Russia

Abstract

The influence of the change in the kinematic parameter of an adaptive self-propelled small-size soil tiller on the quality of soil cultivation depending on the hardness of the soil is considered in the article.

Key words: soil cultivating cutter; adaptation of operation modes; a kinematic parameter, the quality of the soil.

REFERENCES

- [1] Akimov A. P. Rotational working mechanisms-propulsors / A. P. Akimov, V. I. Medvedev. - Moscow: Publishing House MGOU, 2004. - 233 p. (rus.)
- [2] Andreev V.I. Investigations of the dynamic processes of rotary soil-cultivating machines: the author's abstract. Dis. ... cand. Tech. Sciences / V. I. Andreev. - M., 1969. - 28 p. (rus.)
- [3] Borisov V.N. Ways to increase the stability of the path of soil-working cutters / V.N. Borisov // Materials of the NTS VISKhOMa. Issue 10. - M., 1969. - P. 101 - 114. (rus.)

- [4] Ishkin P.A. A tool for early spring soil cultivation / P.A. Ishkin, Yu. A. Saveliev, A.M. Petrov, M.A. Petrov // Rural mechanizer. - 2014. - No. 10. - P. 6-7. (rus.)
- [5] Mudarisov S.G. Evaluation of the technological process of interaction of a disk working body with soil / S.G. Mudarisov, M.M. Yamaletdinov, I.M. Farhutdinov // Bulletin of the Bashkir State Agrarian University. - 2015. - No. 2. - P. 84-87. (rus.)
- [6] Patent for invention № 2340134. Tillage electrophoresis / Kupryashkin V.F., Naumkin N.I., Bezrukov A.V. It is published on December 10th, 2008. (rus.)
- [7] Chatkin M.N. Kinematics and dynamics of rotary tillers / M.N. Chatkin. - Saransk: Mordov Publishing House. University, 2008. - 316 p. (rus.)
- [8] Bezrukov A.V. Increase of efficiency of work of soil-cultivating cutters. / Bezrukov A.V., Naumkin N.I., Kupryashkin V.F., Bragin A.V. // Rural mechanizer. № 9. 2016. pp 6-7. (rus.)
- [9] GOST 28516-90. Soil grinders. General technical requirements. - Moscow: Publishing Standards, 1990. - 6 pp. (rus.)
- [10] STO AIST 4.2-2003 Testing of agricultural machinery. Machines and tools for surface and shallow soil cultivation. Methods for assessing performance indicators. - Moscow: Ministry of Agriculture of Russia, 2004. - 32 p. (rus.)
- [11] Knyazkov A.S. Analysis of the change in the cutting angle of working bodies of small-size soil-cultivating cutters. / Knyazkov A.S., Kupryashkin V.F., Naumkin N.I. // Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2014. № 4. P. 671-679.

2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-63

УДК 621.873

В.С. Бурлуцкий¹, А.П. Иванов², Г.В.Плотников², М.А. Цинман²

К ОЦЕНКЕ ПРОГИБА ГЛАВНЫХ БАЛОК МОСТОВЫХ КРАНОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЭКСПЕРТИЗЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ



Виктор Степанович Бурлуцкий,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, e-mail: vicstep@rambler.ru



Андрей Петрович Иванов,
Инженерно-экспертное предприятие АО «РАТТЕ»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, e-mail: iap6@rambler.ru



Георгий Владимирович Плотников,
Инженерно-экспертное предприятие АО «РАТТЕ»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, e-mail: ptsm@mail.ru



Михаил Александрович Цинман,
Инженерно-экспертное предприятие АО «РАТТЕ»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, e-mail: thinman.m.a@gmail.com

Аннотация

В работе представлены результаты измерения прогиба крановых мостов. Приведены основные положения оценки соответствия конструкций мостов кранов с прогибом согласно нормативным требованиям. Показаны возможности оценки остаточного ресурса кранов с прогибом балок мостов.

Ключевые слова: грузоподъемные краны, экспертиза промышленной безопасности, главные балки, прогиб, остаточный ресурс.

В процессе проведения экспертизы промышленной безопасности подъемных сооружений выполняется их техническое диагностирование. Целью этой процедуры является установление отсутствия или наличия дефектов¹. В случаях выявления дефектов в дальнейшем выполняется их оценка и назначаются действия, определяющие возможность и условия дальнейшей эксплуатации объекта. Оценка дефектов производится путем сравнения установленных параметров с требованиями нормативных документов.

При проведении экспертизы промышленной безопасности мостовых кранов наряду с другими параметрами контролируются остаточные деформации несущих металлоконструкций. Одним из важнейших параметров при этом является величина остаточной деформации пролетных строений в вертикальной плоскости. Несоответствие крана по параметру прогиба главных балок мостов установленным требованиям приводит к необходимости принятия кардинальных решений по возможности дальнейшей эксплуатации – списанию крана или проведению дорогостоящего ремонта.

Для главных балок, образующих мосты кранов, предельные остаточные деформации нормируются величиной стрелки прогиба f_1 указанных элементов (рис.1).

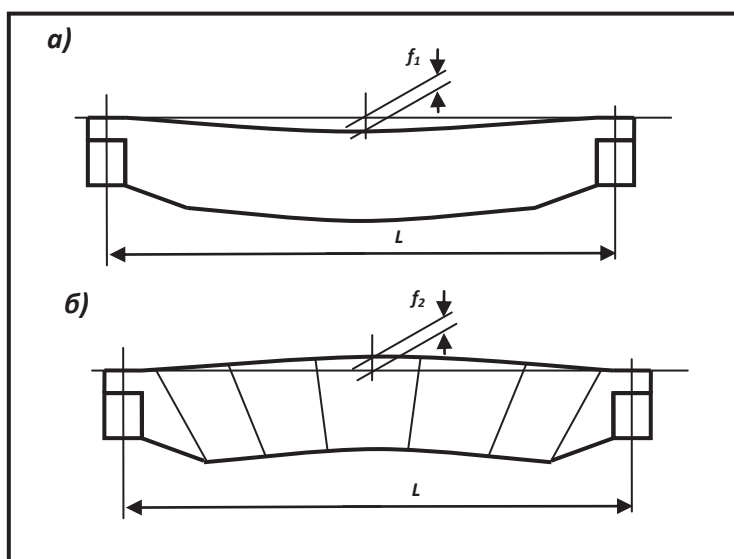


Рис.1. Схема измерения величины остаточного прогиба (а) и «строительного подъема» (б) главных балок

¹ Дефект – каждое отдельное несоответствие установленным требованиям конструкторской, технологической или эксплуатационной документации подъемных сооружений [6].

Величину прогиба с целью контроля принято оценивать, принимая три диапазона значений: *диапазон 1* – $f_1 < 0,0022L$; *диапазон 2* – $0,0022L < f_1 < 0,0035L$; *диапазон 3* – $f_1 > 0,0035L$ [1]. При достижении главными балками крана величин прогиба диапазона 1 допускается эксплуатация крана до следующей очередной экспертизы промышленной безопасности. При достижении величин диапазона 2 – эксплуатация крана допускается на срок не более одного года при условии выполнения контрольных замеров не реже одного раза в 4 месяца. В случае превышения предельной величины диапазона 2 в течение указанного времени эксплуатация должна быть прекращена. При выявлении в процессе экспертизы достижения величин диапазона 3 – эксплуатация крана должна быть прекращена. В этом случае при экономической целесообразности металлоконструкции крана могут быть подвержены реконструкции для уменьшения величины прогиба или прекращения ее роста. В противном случае кран подлежит списанию и утилизации.

Прогиб главных балок характеризует изогнутость этих балок вниз. При изготовлении данных конструкций их выполняют предварительно изогнутыми вверх. Такое положительное отклонение от проектного называется *строительным подъемом* [2] с величиной f_2 . *Строительный подъем* это искусственный выгиб без воздействия собственного веса, придаваемый балкам при их изготовлении в направлении, противоположном прогибу под нагрузкой, обеспечивающий достижение проектной формы конструкции при действии эксплуатационных нагрузок [5]. Строительный подъем реализуется при изготовлении, например, посредством специального раскроя листов вертикальных стенок.

Строительный подъем в соответствии с рекомендациями выполняется на кранах мостового типа при величине пролета $L > 17\,000$ мм. Величина строительного подъема принимается равной $f_2 = 1/1000L$ [4].

При первых нагружениях крана испытательной нагрузкой происходит релаксация остаточных сварочных напряжений и величина f_2 уменьшается. Эксплуатация крана в зависимости от интенсивности его использования может привести к дальнейшему уменьшению строительного подъема вплоть до появления изогнутости в противоположную сторону и появления прогиба. Изменение величины строительного подъема может достигать скорости $\Delta f_2 = 0,0005 \dots 0,0008L$ за 10 лет [3] вплоть до появления отрицательных значений.

При контроле остаточных деформаций во время проведения экспертизы промышленной безопасности наличие строительного подъема любой величины предполагает возможность дальнейшей эксплуатации крана по данному параметру. Появление прогиба требует более взвешенного подхода при принятии решений. В этом случае следует учитывать погрешность измерений, которая зависит от способа измерений,

методики измерений и обработки результатов, положения крана и его тележки, а также состояния поверхности верхних поясов главных балок.

В настоящее время контроль положения главных балок мостов и измерение их деформаций выполняют преимущественно тремя способами: при помощи нивелиров или тахеометров, с использованием струны, а также с использованием лазерных уровней. Все эти способы позволяют получать результаты с примерно одинаковой погрешностью до 1...3 мм.

Методика измерений, применяемая специалистами экспертных организаций для контроля положения главных балок в настоящее время регламентирована документом [1]. Единый подход к измерениям способствует сопоставимости результатов, полученных различными специалистами. При этом схема измерения предполагает измерения в семи точках, равномерно расположенных вдоль пролета крана. Точки располагаются на верхних поясах главных балок в непосредственной близости от их оси и в зависимости от расположения рельса тележечного пути. Крайние точки при этом принимаются на продольных осях концевых балок. Применение единой методики измерения позволяет легко сравнивать результаты, полученные специалистами различных организаций. Для выполнения контрольных измерений в случае наличия прогиба нередко привлекаются специалисты геодезических организаций, которые могут использовать схему измерения, отличающуюся в мелочах от принятой в практике технического диагностирования крановых мостов. В этом случае существует необходимость приведения результатов к нормативной основе, для которой имеются допускаемые значения параметров для оценки соответствия конструкции.

На результаты измерений влияет также состояние поверхности главных балок. Экспертизе промышленной безопасности подвергаются краны, отработавшие нормативный срок, т.е. находящиеся в эксплуатации достаточно большой период времени. Элементы металлоконструкций главных балок могут иметь коррозионные повреждения, иметь слой краски различной толщины в местах измерения. Кроме того, сечения балок, в которых проводятся измерения, имеют поворот различной величины относительно своей оси и результат зависит от положения точек измерения вдоль поперечной линии на верхнем поясе.

С учетом изложенного при оценке остаточного ресурса и принятии решения о возможности эксплуатации крана с прогибом главных балок большое значение имеет мониторинг результатов измерения данного параметра. В качестве примера рассмотрим кран мостовой грейферный грузоподъемностью 10 т и пролетом 25 м. Кран изготовлен в январе 1964 года, эксплуатируется с августа того же года. При его техническом диагностировании был выявлен прогиб главных балок (рис.2).

Часть измерений была проведена специалистами двух разных экспертных организаций. Эти результаты имели некоторый разброс, но все-таки указывали на установившуюся тенденцию увеличения прогиба на обеих балках. В связи с тем, что прогиб балки приводного полумоста превышал значение, соответствующее $0,0022L$ при последнем экспертном обследовании была разрешена дальнейшая эксплуатация сроком на 1 год при условии выполнения контрольных нивелировок. Эти работы выполнялись специалистами геодезической службы предприятия-владельца крана, которые и ранее участвовали в измерениях на данном кране. Результатами являются три предпоследних измерения на рис.2. Проведенные в январе при очередном экспертном обследовании измерения (последний результат на рис.2) подтвердили тенденцию увеличения прогиба. При измерениях в первых четырех случаях использовался нивелир, в последнем – лазерный уровень.

Результаты измерений имеют некоторый разброс величин, которые можно объяснить влиянием приведенных выше особенностей методик измерения. Линии тренда показывают, что величина прогиба обеих главных балок тенденцию к увеличению.

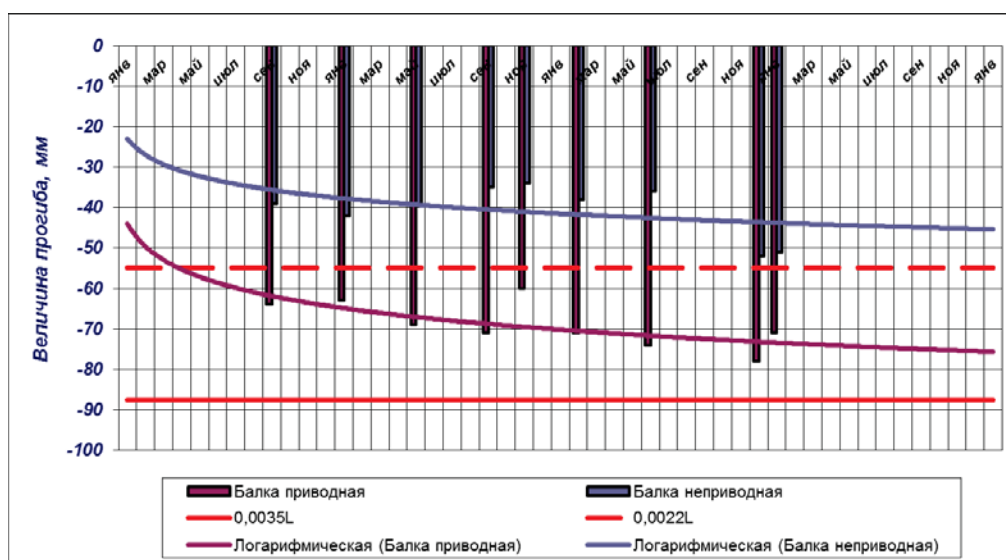


Рис.2. Величина прогиба главных балок грейферного мостового крана

Прогиб главных балок мостовых кранов является параметром, отражающим остаточный ресурс крана. Наличие тенденции к увеличению прогиба главной балки приводного полумоста в рассмотренном примере можно принять в качестве признака продолжения процесса увеличения остаточных деформаций. Прогноз этого процесса позволяет продолжить эксплуатацию крана до следующего экспертного обследования при условии проведения контрольных нивелировок. Такой результат является

также основанием для планирования замены крана в связи с исчерпанием остаточного ресурса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 10-112-5-97 Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Часть 5. Краны мостовые и козловые.– М.: ООТ «ВНИИПТМАШ», 1997.– 54 с.
2. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: Учебное пособие.– СПб.: Политехника, 2005.– 423с.
3. Концевой Е.М., Розеншейн Б.М. Ремонт крановых металлоконструкций – М.: Машиностроение, 1979.– 206 с.
4. ГОСТ 27584-88 Краны мостовые и козловые электрические.
5. ГОСТ 33709.5-2015 Краны грузоподъемные. Словарь. Часть 5. Краны мостовые и козловые.
6. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения".

V. Burlutskiy¹, A. Ivanov², G. Plotnikov², M. Thinman²

EVALUATION OF THE RESIDUAL BENDING OF THE PRINCIPAL BALLS OF BRIDGE CRANES IN CONDUCTING THE EXPERTISE OF INDUSTRIAL SAFETY

¹St. Petersburg Polytechnical University Peter the Great, Russia;

²Engineering expert enterprise Joint-stock company «RATTE», Russia

Abstract

The paper presents the results of measuring the residual deflection of crane bridges. The main provisions of the assessment of the compliance of bridge crane structures with residual deflection according to regulatory requirements are given. The possibilities of estimating the residual life of cranes with negative deflection of bridge beams are shown.

Keywords: cranes, industrial safety examination, main beams, residual deflection, residual life.

REFERENCES

- [1] RD 10-112-5-97 Methodical instructions for the inspection of lifting machines with expired service life. Part 5. Bridge and gantry cranes.– M.: «VNIIPTMACH», 1997.– 54 p.
- [2] Sokolov S.A. Metal constructions of hoisting-and-transport machines: Textbook.– SPb.: Politehnika, 2005.– 423p.
- [3] Kontsevoy E.M., Rozenhayn B.M. Repair of crane metalcuttings. – M .: Mechanical Engineering.– M.: Machinostroenie, 1979.– 206 p.
- [4] GOST 27584-88 Overhead traveling and portal bridge cranes.
- [5] GOST 33709.5-2015 Cranes hoisting. Dictionary. Part 5.) Overhead traveling and portal bridge cranes.
- [6] Federal rules and regulations in the field of industrial safety "Safety rules for hazardous production facilities on which lifting structures are used".

2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и
А.А. Поповича – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017.

DOI 10.1872/MMF-2017-64

УДК 339.138(075.8)

Е.К. Позынич¹, В.С.Бурлуцкий², К.П. Позынич³

КАСТОМИЗАЦИЯ В ОТЕЧЕСТВЕННОМ КРАНОСТРОЕНИИ



Евгений Константинович Позынич,
Дальневосточный государственный университет путей
сообщения
Россия, Хабаровск
Тел.: (4212) 56-6647, e-mail: kpp.51@mail.ru



Виктор Степанович Бурлуцкий,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, e-mail: vicstep@rambler.ru



Константин Прохорович Позынич,
Тихоокеанский государственный университет
Россия, Хабаровск
Тел.: (4212) 56-6647, e-mail: kpp.51@mail.ru

Аннотация

В работе анализируется опыт и возможности применения принципов кастомизации в условиях индивидуализации потребителя, когда производители вынуждены все больше внимания уделять удовлетворению дифференцированных запросов, подгонке привычного стандартизованного продукта под требования отдельных конкретных клиентов.

Ключевые слова: грузоподъемные краны, производитель, потребности покупателя, персонифицированная продукция, дополнительные опции, индивидуальный подход, собственная комплектация.

Усиление кризисных явлений в экономике приводит к необходимости реагирования на них и разработке своевременных мероприятий повышения эффективности маркетинговой деятельности путем наиболее полного удовлетворения потребностей покупателей. В этой связи все большее внимание обращают на себя методы маркетингового управления предприятием, хорошо зарекомендовавшие себя как действенный инструмент в кризисных условиях. Эти методы могут находить применение и в отношении такого специфического продукта как грузоподъемные краны.

Краностроение является одной из базовых составляющих промышленности, оказывающих значительное внимание на ее развитие. После некоторого спада на рубеже 20-21 веков краностроение Российской Федерации выходит на новые рубежи – появляются новые производители кранов, увеличивается спектр предлагаемых моделей и параметров. В то же время отечественная продукция краностроения в последние годы постоянно испытывает влияние со стороны импортных производителей. Поиск новых решений в этой сфере закономерен.

Даже в тяжелых экономических условиях потребители не хотят приобретать стандартные продукты и услуги, они хотят получать персонализированный товар, учитывающий их пожелания. Перед компаниями, реагирующими на эту тенденцию, встает вопрос удовлетворения пожеланий каждого потребителя. Решением может быть использование возможностей *кастомизации* в краностроении. Применительно к данной отрасли этот известный метод до настоящего времени не рассматривался. Для понимания термина «кастомизация» рассмотрим несколько определений данного понятия.

Кастомизация (от англ. *customer* – клиент, потребитель) в общепотребительном смысле – это «изготовление массовой продукции под конкретный заказ потребителя путем её комплектации дополнительными элементами или принадлежностями» [1]. Основная задача кастомизации – создать у потребителя ощущение, что работа делается лично для него и удовлетворяет его личные потребности.

Кастомизация считается идеалом взаимодействия по линии «поставщик товаров/услуг – клиент». Он не только привлекателен по этическим соображениям, но и экономически выгоден, поскольку обеспечивает конкурентное преимущество благодаря созданию более высокой стоимости (ценности) для клиента [1,3].

В работе [2] предложено следующее определение данному термину: *кастомизация* – процесс приспособления товаров и услуг под требования потребителя (*customer*), их «подгонка» под индивидуальные особенности и требования потребителя. Потребитель становится центром позиционирования товаров (производящим потребителем).

В данной статье мы будем использовать следующее толкование термина *кастомизация* – индивидуализация продукции под заказы конкретных потребителей путём внесения конструктивных или дизайнерских изменений (обычно – на конечных стадиях производственного цикла) [4].

Выделяют следующие виды кастомизации:

- горизонтальная (модификация продуктов из одинаковых, обезличенных комплектующих);
- вертикальная (уникальный продукт из уникальных «комплектующих», изначально созданных под конкретного клиента).

Следует отметить, что потребители требуют от компаний-производителей каждый раз более широкую линию товаров или персонификацию товара. На сегодняшний день именно кастомизированные продукты и услуги находят более широкий спрос. На современном рынке отказ от кастомизации и сосредоточение на продвижении всего нескольких моделей быстро приведет к потере конкурентоспособности и, как следствие, к потере доли рынка.

Анализ ситуации на рынке отечественных мобильных кранов (преимущественно, на примере Сибири и Дальнего Востока), и, в частности, автомобильных кранов, показывает следующее.

На прошедшем в начале 2017 года круглом столе специалистов отрасли [5], представлявших главных поставщиков мобильных кранов на российский рынок (ОАО «Челябинский механический завод, АО «Галичский автокрановый завод» (АО «ГАКЗ») и АО «Клинцовский автокрановый завод» (АО «КАЗ»), ООО «Палфингер Сани Крэйнз») было отмечено, что в целом рынок падает. Финансовый кризис 2016 года повлиял на динамику строительства в стране – бюджеты многих проектов были урезаны, что уменьшило потребность строительных компаний в спецтехнике.

С другой стороны, наблюдалась активность в продажах российской грузоподъемной техники из-за активного импортозамещения. Совместное влияние этих факторов привело к тому, что производство автомобильных кранов в 2016 году по сравнению с аналогичным периодом 2015 года сократилось чуть более чем на 20% при изначальном прогнозе двукратного падения. Виновата в числе других причин нынешняя система госзакупок. Имеются госпредприятия с достаточно большим бюджетом, который позволяет приобретать дорогостоящие импортные краны.

Наконец, значительный негативный вклад в развитие рынка внесли ограничения нагрузки на оси транспортных средств. По факту производители вынуждены бороться с массой транспортных средств с целью снижения ущерба дорожной сети. При сравнении нашего рынка с китайским можно отметить, что в Китае разрешенная нагрузка на ось

равна 10 т при габарите по ширине 2,7 м. Вследствие этого большинство китайских кранов относится к категории так называемых «паркетников», в то время как в России большой спрос имеют вездеходы 6х6, либо 8х8 – такова особенность национального рынка. Следует отметить, что увеличение числа осей приводит к потере маневренности и проходимости.

У европейских производителей своя идеология. У них при грузоподъемности до 35 т выпускаются в основном краны-манипуляторы, а всё, что больше, – на специальных шасси. В России же наоборот: основная масса мобильных кранов выпускается на стандартных шасси, ибо так дешевле. Тем не менее, например, ООО «Палфингер Сани Крэйнз» выводит на российский рынок новые модели короткобазных кранов. Фирма сертифицировала краны на специальном шасси.

Следует отметить рост интереса отечественных заказчиков к мобильным кранам большей грузоподъемности. Наблюдается изменение структуры рынка по грузоподъемности. Рынок движется в сторону 100 тм по грузовому моменту. Из-за недостатка финансовых средств у потенциальных покупателей по-прежнему наиболее востребованы краны грузоподъемностью 25 т со стрелой длиной 21–23 м, (около 70% рынка), то есть наиболее доступные по цене. Потребители с большими финансовыми возможностями проявляют интерес к кранам с грузовым моментом 80 тм. Раньше значительную часть потребителей устраивали краны с длиной стрелы 18 м. Появление кранов со стрелой 21 м быстро нашло своих покупателей. В настоящее время не всех устраивают краны с длиной стрелы 28 м. Увеличение длины стрелы приводит к увеличению ее массы и выходу за пределы регламентированных нагрузок на оси кранового шасси.

В целом наблюдается движение вверх по шкале грузоподъемности в направлении 32 т. Также есть стремление к сегменту 40–50 т как наиболее стабильному по спросу. Если сегмент кранов грузоподъемностью 25 т сжимается, то сегмент 40–45 т остается стабильным: как покупали 70 кранов в год, так и покупают, потому что достаточно много производственных ситуаций, при которых одного крана грузоподъемностью 25 т не хватает, а два таких крана невозможно установить на площадке.

Для погрузки-разгрузки вполне достаточно короткой стрелы, и здесь, например, китайские краны просто не могут конкурировать с российскими производителями. Но в случае выполнения монтажных работ клиент выбирает китайские машины, среди которых самым большим спросом пользуется 25-тонный автокран со стрелой 40 м. Кстати, этот обновленный 5-секционный автокран на данный момент дешевле российских аналогов.

Что касается тенденций, то весь мир уже давно отказался от кранов грузоподъемностью 16 т кранов в пользу КМУ (крановых-манипуляторных

установок). До грузоподъёмности 50 т краны делать научились, тогда как 60–70-тонные модели выпускаются единичными. Вот тут и работают поставщики импортной техники.

Отечественные производители в числе прочего предложили облегченные краны. Если раньше краностроители закладывали запас прочности 1,8, то в настоящее время они вынуждены его снижать. В частности было принято решение снизить величину коэффициента до 1,4, но за счет ряда конструктивных решений, облегчения конструкции удалось сохранить общий запас прочности. При этом удалось не только сохранить грузовысотные характеристики, но и улучшить их. В связи с тем, что масса самого крана уменьшилась, и соответственно снизилась его устойчивость, были применены новые конструктивные решения, например, использование отдельно транспортируемого противовеса. Кроме того, краны могут перемещаться в пределах строительной площадки с контргрузами в рабочем положении или установленными на нижней раме.

Вопрос соответствия нормативным нагрузкам на оси был решен практически на всех моделях автокранов за счёт изменения компоновки машин с перераспределением центра тяжести, увеличения опорного контура. Этому способствовало также использование планетарных редукторов и высокопрочных сталей для общего облегчения конструкций.

Представляет интерес тот факт, что при спаде спроса на рынке мобильных кранов на рынке запчастей прослеживается незначительный, но все же подъем. И чем старше парк техники, находящейся в эксплуатации, тем интенсивнее будет расти спрос на рынке запчастей. Справедливости ради стоит отметить, что есть ряд факторов, сдерживающих этот рост. К ним относятся высокий процент импортных комплектующих в структуре машинокомплекта современного крана и высокая волатильность рубля. Все это заставляет потребителя отказываться от стандартного набора услуг, предлагаемых сертифицированными сервисными центрами, и искать выход в «гаражных кооперативах», стимулируя рост производства «серых» запчастей.

Таким образом, потребитель крановой техники оказался в условиях усиления кризисных явлений в экономике и перенасыщения предложений рынка, зачастую теряясь среди изобилия вариантных моделей. Отечественный производитель оказался в условиях необходимости поиска некоего нестандартного подхода к клиенту.

При этом потребитель, избалованный достижениями современного краностроения, при покупке чаще всего испытывает два противоречивых желания [6]:

– приобрести высококачественный и апробированный массами в течение длительного времени продукт, обеспечивающий ему наибольший комфорт;

– подчеркнуть собственную индивидуальность и статус и с помощью эксклюзивного, необычного товара или услуги выделиться из массы себе подобных.

Игнорирование нужд потребителей приводит к потере прибыли. Именно поэтому в последние годы производители всерьез задумались над возможностью удовлетворения любых, в том числе и нестандартных, запросов клиента. Потребность в изделиях, идеально подогнанных под индивидуальные желания или вкусы, имеет решающее значение там, где речь идёт об очень крупных покупках. Например, в автобизнесе кастомизацию не только поставили на поток, но и сделали дополнительным источником прибыли.

Кастомизация подразумевает модульный подход к производству и продвижению продукции, производство товаров, в точности соответствующих требованиям конкретных (а не абстрактных, среднестатистических) клиентов и потребителей. Если массовое производство ориентировалось на производство больших объемов однообразной продукции, то «кастомизация» ориентируется на производство малых объемов разнообразной продукции, высоко адаптированной к потребностям и ожиданиям конкретных клиентов. На первый план вышла задача не эффективно производить продукцию, а результативно продавать продукцию. Первоначальные усилия были направлены на развитие маркетинга и рекламы, т.е. на наиболее простое решение задачи, сводящееся к тому, чтобы убедить, заставить потребителей покупать то, что производится. Затем появились уже тенденции к повышению адаптивности самого производства, т.е. задача стала формулироваться следующим образом – как производить то, что может быть результативно продано.

Очевидным фактором сегодняшнего кранового рынка является производство в рамках конвейера мобильного крана в так называемой базовой комплектации. Но не менее очевидный факт состоит в том, что в такой базовой комплектации кран никогда не продается, так как для каждого конкретного клиента, для каждого конкретного покупателя машина «доводится» под заказ. Машина комплектуется именно тем дополнительным оборудованием, которое необходимо для удовлетворения потребностей конкретного покупателя.

Еще более неожиданным явлением выглядит создание уникальных, заказных мобильных кранов для конкретных покупателей уже на производственных линиях. Чтобы создать продукцию под конкретного клиента или небольшой сегмент рынка, необходимо поддерживать постоянный и открытый информационный контакт с покупателями, необходимо пытаться понять их реальные проблемы, продумать решения и воплотить их в продукции, обладающей дополнительной потребительской

ценностью. При этом на первый план выходят не сложившиеся традиционно образы товаров, а конкретные проблемы заказчиков, проблемы, решение которых возможно только на основе комплексного использования целой совокупности товаров и услуг, на основе переосмысления традиционных границ товарного пространства и творческой попытке создания новых систем и решений под конкретного заказчика.

Важным условием эффективной реализации массовой кастомизации является наличие особых потребностей. Должна существовать техническая возможность адаптации продукции к требованиям потребителя. Если целевой рынок имеет унифицированные требования к продукту, то говорить о массовой кастомизации проблематично. И наконец, ещё одним важным условием эффективности концепции массовой кастомизации является предложение потребителю лишь модификаций продукта. Ни одна компания в рамках массовой кастомизации не предлагает потребителю изменения базовых технических характеристик (например, потребителю предлагают выбрать элементы дизайна, а не вид трансмиссии, двигателя и прочие базовые технологии, которые заложены в конвейерном производстве). Продукция не является ни массовой, ни в полной мере единичной, однако воспринимается потребителем как уникальная. Вообще, кастомизация – отличный способ оторваться от конкурентов, как-то выделиться на общем фоне. Индивидуальный подход позволяет стать незаменимой компанией, завоевать лояльность и привязать к себе покупателей. При этом кастомизация не обязательно затратное мероприятие. Можно найти и недорогие способы подстроить продукт под клиента. Просто они требуют креативного подхода.

Рассмотрим несколько примеров «внешней» кастомизации.

Дизайн

Предоставление возможности потребителям менять цвет изделия или цвет отдельных компонентов (рис.1), добавлять или убирать рисунки, графику, внешнее оформление, логотипы, менять местами отдельные компоненты для изменения внешнего вида продукта, менять формат упаковки. Для улучшения качества стойкости лакокрасочных покрытий к внешним воздействиям, внедрена система подготовки к окраске крупных металлоконструкций на высокотехнологичном дробеструйном оборудовании. Применение данной технологии имеет много положительных отзывов со стороны отечественных потребителей [7].



а)



б)

Рис. 1. Предоставление возможности потребителям менять цвет изделия
 а – автокран КС-69731 грузоподъемностью 60 т песочного цвета на сверхпроходимом шасси БАЗ-690902 (8х8); б – «космические» краны Челябинского механического завода

Лучше всего создавать кастомизированное производство, используя инструментарий «бережливого производства». Именно эта технология полностью соответствует философии индивидуализации товаров и обладает всем необходимым набором техник и методик решения конкретных производственных задач, которые возникают в процессе кастомизации. В качестве примера можно привести кран АО «КАЗ» грузоподъемностью 25 т с рабочей платформой. Решение интересное, рынком машины такого рода востребованы, но развитие этой ниши сдерживает цена (рис. 2).



Рис.2. Автокран «Челябинец», оснащенный монтажной люлькой с высотой подъема людей до 35 м

Сервисные услуги

Предоставление возможности потребителям самостоятельно выбирать продолжительность гарантийного и сервисного обслуживания, условия поставки, варианты и формы оплаты и т.п.

Нишевые стратегии и индивидуальные программы

Интересен опыт Челябинского механического завода по кастомизации своей продукции. ОАО «Челябинский механический завод» выпускает

автомобильные, гусеничные и специальные краны. Среди потребителей продукции ПАО «Газпром», ПАО «Транснефть», ПАО НК «Роснефть», ОАО «Сургутнефтегаз», СГК «Стройгазконсалтинг», АО «Стройтрансгаз» и другие отраслевые компании. Пройдемимость крана имеет первостепенное значение при его эксплуатации в условиях бездорожья и труднопроходимого снежного покрова. Поэтому сегодня заказчики кранов предпочитают полноприводные автомобильные шасси. Спрос на автокраны грузоподъемностью 25 т на дорожных шасси стабилен и составляет примерно 40% от общего объема выпуска автокранов данной грузоподъемности со стандартной длиной стрелы. Так, завод принял нишевую стратегию, ориентированную на бездорожье, и достиг в этом успехов: годовые продажи порядка 500 автокранов – совсем неплохо для нишевой стратегии. Завод выпускает 25-, 32- и 40-тонные краны на 3-осных серийных шасси КамАЗ, «Урал» и МАЗ со стрелами с гнутым профилем. Кроме того, завод предлагает 32-тонный кран на шасси-снегоболотоходе КМП 8х8, разработанный совместно с ОКБ «Вездеходные транспортные системы» для ОАО «Газпром» (рис. 3).



Рис. 3. Автокран на шасси-снегоболотоходе

Полноприводное шасси КМП оснащено спальным местом для отдыха водителя, централизованной системой смазки, дополнительными топливными баками для движения без дозаправки и технического обслуживания по дорогам с неразвитой дорожной инфраструктурой и бескрайним просторам тундры. При эксплуатации крана-снегоболотохода при низких температурах предусмотрен «северный пакет», включающий в себя утепление и усиленные отопители кабин шасси и оператора крана, предпусковой подогреватель мощного 400-сильного двигателя, утепление и подогрев топливной системы и аккумуляторных отсеков.

По другой программе, названной «Индивидуальный кран», на Челябинском механическом заводе собирают более трети автокранов.

Заказчик сам определяет комплектацию, выбирая из списка наиболее подходящие для него компоненты. По желанию заказчика возможна установка системы управления при помощи джойстиков, которые обеспечивают быстроту, плавность, легкость и точность выполнения крановых операций. Рычаги системы управления теперь расположены сбоку. Достоинством такой системы управления является ее эксклюзивность, удобство эксплуатации и простота обслуживания. Многие специалисты отмечают, что у автокранов ЧЕЛЯБИНЕЦ лучшая по дизайну и функциональным возможностям кабина. Более того, она включена в базовую комплектацию. У конкурентов современная кабина оператора крана является дополнительной опцией, стоимость которой достигает 120–145 тысяч рублей. Кроме того, крановые установки ЧЕЛЯБИНЕЦ нового поколения окрашиваются в белый цвет, что придает чистый и красивый внешний вид крану в целом. Исправная и красивая техника не может работать плохо.

Опыт показывает, что можно работать и за рамками современных трендов и инноваций. Угличский машиностроительный завод придерживается бюджетной стратегии и старается полностью реализовать ее преимущества – контроль над себестоимостью и полная линейка в интересующих завод типоразмерах – 16, 20 и 25 т. Контроль над себестоимостью реализуется за счет использования традиционных технологий – сварной стрелы коробчатого сечения и аккуратных вложений в перевооружение. Полная линейка подразумевает адаптацию крановой установки ко всем «ходовым» шасси и даже сверх того, например, к гусеничному шасси Т-147. Таким образом, покупатель может выбрать кран по привлекательной цене на приглянувшемся ему шасси с быстрым сроком исполнения заказа.

Кастомизировав производство, можно автоматически выйти из борьбы со своими конкурентами по ценам. Разделяя свой продукт на множество функций, производитель уходит от вопроса – а сколько стоит этот продукт. Ведь чтобы определить конечную цену, необходимо сформировать итоговый набор функций. А он всегда очень индивидуален и поэтому конечная стоимость продуктов существенно может отличаться друг от друга. Для кастомизированных продуктов на первом месте стоит интеллектуальная конкуренция. Выигрывает тот, кто предлагает большее количество функций, возможностей адаптации и т.п. В общем, чем индивидуальней товар, тем труднее это повторить конкурентам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Макарова О.И. Кастомизация как направление повышения эффективности маркетинговой деятельности промышленного

- предприятия / О.И. Макарова // Экономика и эффективность организации производства. – 2009, №11. – С. 254-256.
2. Вайсман А. Стратегия маркетинга: 10 шагов к успеху; Стратегия менеджмента: 5 факторов успеха / А. Вайсман. М.: АО «Интерэксперт», Экономика, 1995. – 437 с.
 3. Данько Т.П. Управление маркетингом / Т.П. Данько. – 2-е изд. – М., 2001. – 334 с.
 4. Кастомизация [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/> (дата обращения 09.12.2016 г.).
 5. Малютин Л. Ситуация на рынке мобильных кранов [Электронный ресурс] // Основные средства. 2017. №2. URL: <http://os1.ru/article/9733-situatsiya-na-rynke-mobilnyh-kranov-krugliy-stol-spetsialistov-otrasli> (дата обращения: 13.03.2017).
 6. Жан-Жак Ламбен. Менеджмент, ориентированный на рынок. Изд-во «Питер», 1-е изд., 2006 г.
 7. Бурлуцкий В.С., Позынич К.П., Позынич Е.К. Парк грузоподъемных кранов России. Федеральная, региональная и территориальная компоненты. Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции. 30июня -01 июля 2016 года.– СПб.: – Изд-во Политехн. ун-та, 2012, 1445 с.: ил. С. 795-810.
 8. Космические краны от Челябинского механического завода [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://ap-st.ru/ru/filling/y-2014.n-1.oid-1164.html> (дата обращения: 30.05.2013).
 9. КАЗ выпускает новый автокран из серии ПКС [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://ati.su/Media/News.aspx?HeadingID=8&ID=47032> (дата обращения: 13.03.2015).
 10. Автокран «Клинцы» [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://nashi-avtokrani.ru/avtokran-ks-35719-1-02/> (дата обращения: 20.02.2015).

Е. Pozynich¹, V. Burlutskiy², С. Pozynich³

CUSTOMIZATION IN DOMESTIC KRANOSTROENIE

¹Far Eastern State Transport University, Russia;

²St. Petersburg Polytechnical University Peter the Great, Russia;

³Pacific National University, Russia

Abstract

The article analyzes the experience and potential for the application of the principles of customization in terms of individualization of the consumer,

producers are increasingly forced to satisfy the differential queries to fit the usual standardized product to specific requirements of individual customers.

Keywords: cranes, the manufacturer, the customer's needs, personalized products, additional options, individual approach, own equipment.

REFERENCES

- [1] Makarova O.I. Customization as a way to increase the effectiveness of marketing activities of industrial enterprises / I. Makarova, O. // Economy and efficiency of the organization of production. – 2009, №11. – S. 254-256.
- [2] Weissman A. marketing Strategy: 10 steps to success; Strategy management: 5 success factors / A. Weisman. M.: JSC "Intereksper", Economics, 1995. – 437 p.
- [3] Danko T.P. marketing Management / T. P. Danko. – 2nd ed. – M., 2001. – 334 p.
- [4] Customization [Electronic resource] / access Mode: <https://ru.wikipedia.org/wiki/> (accessed 09.12.2016).
- [5] Malyutin L. The situation on the market of mobile cranes [Electronic resource] //fixed assets. 2017. No. 2. URL: <http://os1.ru/article/9733-situatsiya-na-rynke-mobilnyh-kranov-krugliy-stol-spetsialistov-otrasli> (date accessed: 13.03.2017).
- [6] Jean-Jacques Lambo. Management, market-oriented. Publishing house "Peter", 1st ed., 2006
- [7] The Burlutskiy V.S., Pozynich K.P., Pozynich E.K. Park of load-lifting cranes of Russia. Federal, regional and territorial components. Modern mechanical engineering. Science and education: materials of 5-th International scientific-practical conference. 30 June -01 July 2016.– SPb.: – Publishing house of Polytechnical Institute. University press, 2012, 1445 S.: ill. P. 795-810.
- [8] Space cranes from Chelyabinsk mechanical plant [Electronic resource] / access Mode: <http://ap-st.ru/ru/filling/y-2014.n-1.oid-1164.html> (accessed on 30.05.2013).
- [9] KAZ is releasing a new mobile crane from the PKS [Electronic resource] / access Mode: <http://ati.su/Media/News.aspx?HeadingID=8&ID=47032> (reference date: 13.03.2015).
- [10] Crane "Klincy" [Electronic resource] / access Mode: <http://nashi-avtokrani.ru/avtokran-ks-35719-1-02/> (accessed: 20.02.2015).

ВЛИЯНИЕ МАЛЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ОТ ПЛОСКОЙ ФОРМЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТОНКОСТЕННЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ НА ИХ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ



¹Алексей Андреевич Грачев,
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, E-mail: for_gg@rambler.ru



²Сергей Алексеевич Соколов
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-6088, E-mail: sokolov-sa@rambler.ru

Аннотация

В работе выполнено конечно-элементное исследование напряженно-го состояния тонкостенных конструкций, элементы которых имеют малые отклонения от плоской формы, возникающие в результате сварочных по-водок. Анализ показал, что в таких конструкциях возникает местное по-вышение напряжений. Оно имеет наибольшее значение для пластинчатых элементов, значения критических напряжений которых близки к пределу текучести.

Ключевые слова: тонкостенная металлическая конструкция, напря-женно-деформированное состояние, упругая устойчивость, прочность, пластина малой кривизны, сварочные деформации.

Основным несущим элементом многих крупных грузоподъемных, строительно-дорожных, транспортных и др. машин, а также строительных сооружений являются сварные тонкостенные металлические конструкции. Во многих случаях они представляют собой рамы, состоящие из балок ко-робчатого сечения. При этом с целью снижения металлоемкости конст-рукции стремятся использовать листовой прокат, по возможности, минималь-

ной толщины. Отношение размеров отдельных панелей конструкций к их толщине обычно лежит в диапазоне 50 – 120. Геометрические параметры этих балок устанавливаются таким образом, чтобы обеспечить выполнение трех условий работоспособности: прочности, жесткости конструкции в целом и упругой устойчивости ее тонкостенных элементов. Во всех инженерных расчетах, как аналитических, так и численных, используются проектные геометрические параметры конструкций без учета неточностей и погрешностей изготовления. Влияние этих отклонений учитывается соответствующими коэффициентами запаса или надежности. При этом отклонения габаритных размеров элементов конструкции, а также минусовые допуски проката не меняют характер напряженного состояния конструкции, а их влияние на максимальные напряжения не превышает 5%. Более сложным является влияние отклонений формы элементов тонкостенной конструкции. Листовой и полосовой прокат изначально имеет некоторые отклонения от плоской формы. Кроме того в результате сварочных усадок происходит искривление пластинчатых элементов. При нагружении тонкостенной конструкции ее неплоские элементы изгибаются, причем в области растяжения прогиб пластины уменьшается, а в области сжатия увеличивается. Кроме того снижается продольная жесткость сжатых неплоских пластин, что приводит к повышению напряжений в угловых, более жестких областях балки.

Допуски на неплоскостность листовых элементов конструкций в различных нормативных документах задаются как $\delta/d = 0,003 - 0,010$ или как $\delta/t = 0,6 - 1,0$ [1,6,7,8,9,15]. Здесь δ – глубина (стрела) искривления пластины; d и t – ширина панели пластины и ее толщина. Местный изгиб пластин существенно меняет напряженное состояние конструкции и рассматривается в научно-технической литературе [2-5,10,11,13,14,16,17], однако обоснования этих допусков и оценки влияния этого фактора на напряженное состояние конструкций нет. Данная работа посвящена оценке влияния неплоскостности тонкостенных элементов конструкций на их напряженно-деформированное состояние и прочность.

Эффекты, связанные с продольным нагружением неплоской пластины, зависят от формы ее искривления, условий взаимодействия с другими элементами конструкции и характера распределения напряжений по ширине пластины. Причем наибольшее влияние на снижение продольной жесткости пластины оказывает искривление, соответствующее первой форме потери устойчивости [2]. В данной работе выполнено исследование напряженно-деформированного состояния тонкостенных коробчатых балок с неплоскими поясами и стенками. Балки загружались таким образом, чтобы в них возникали нормальные и касательные напряжения.

Рассмотрены две модели. Модель №1 представляла собой коробчатую балку сечением 1000x1000 мм с расстоянием между диафрагмами 1400 мм. Толщина стенок t задавалась равной 10, 18 и 24 мм. Балка загружалась

продольным сжатием и кручением. Подобная комбинация нагрузок встречается в стрелах порталных кранов. Пластины одной из панелей балки имели отклонение от плоскости, причем форма прогиба принималась соответствующей первой форме потери устойчивости пластин. Стрела прогиба пластин составляла в разных расчетах $\delta = 4$ и 6 мм. Расчет напряженно-деформированного состояния балки выполнялся методом конечных элементов с помощью программы NENastran. Значения нагрузок подбирались таким образом, чтобы в области $\sigma_c \leq \sigma_T$ обеспечить уровень нормальных напряжений в модели $\sigma = 0,75\sigma_c$ и касательных напряжений $\tau = 0,3\tau_c$, а в области $\sigma_c > \sigma_T$ $\sigma = 0,75\sigma_T$ и $\tau = 0,3\tau_T$. Номинальные напряжения и критические напряжения рассчитывались по алгоритму Static и Buckling при $\delta = 0$. Напряженное состояние балки с искривленными пластинами рассчитывалось по алгоритму нелинейного расчета (NLStatic) при заданных значениях δ . Характер распределения напряжений по ширине пластин балки показан на рис. 1, а. Как видно из графиков напряжения в поверхностных слоях пластины в $1,5 - 2,0$ раза превышают номинальные напряжения. Средние по толщине пластины напряжения возрастают на краях и превышают номинальные на $10 - 70\%$. Наибольшее превышение напряжений получено на модели с элементами толщиной 10 мм. Расчеты показали, что эффекты перераспределения напряжений в балках с неплоскими элементами оказываются тем значительнее, чем ближе действующие напряжения к критическому значению и чем больше исходное искривление пластин. Зависимость коэффициента повышения средних по толщине пластины местных напряжений $k_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma_n$ от стрелы первоначального прогиба пластины для модели №1 удовлетворительно описывается линейной зависимостью (рис. 1, б)

$$k_\sigma = 1 + \left(180 - 6800 \frac{t}{d} \right) \frac{\delta}{d}.$$

Эта зависимость имеет линейный характер, так как во всех расчетах номинальные напряжения были примерно на $30 - 40\%$ ниже критических.

Перераспределение напряжений в неплоской пластине может привести к возникновению местных пластических деформаций. Эти деформации не столь велики, чтобы повлиять на прочность конструкции, но они создают вторичные растягивающие остаточные напряжения. Упругопластический расчет модели №1 с толщиной стенок 18 мм при $\delta = 4$ и 6 мм и значении предела текучести $\sigma_T = 300$ МПа был выполнен по алгоритму Advanced Nonlinear Static. Расчет показал, что максимальные напряжения при нагружении естественно уменьшились за счет пластичности материала, но после разгрузки возникли остаточные напряжения. Так средние по толщине листа эквивалентные остаточные напряжения по теории Фон Мизеса достигают значений $\sigma_r = 45 - 80$ МПа. В поверхностных

слоях остаточные напряжения достигают $\sigma_r = 65 - 110$ МПа. Данное обстоятельство может негативно отразиться на сопротивлении усталости конструкции, подвергаемой интенсивному циклическому нагружению.

Модель №2 представляла собой коробчатую консольную балку сечением 500x1000 мм с расстоянием между диафрагмами 1400 мм. Толщина пояса 10 мм и стенки – 8 мм. Балка загружалась поперечным изгибом, характерным для пролетных балок кранов мостового типа. Стенки имели отклонение от плоской формы со стрелой прогиба $\delta = 5$ мм. Форма прогиба принималась также соответствующей первой форме потери устойчивости пластины при данном виде нагружения. Методика анализа была такой же, как и для модели №1. Поперечная нагрузку составляла 75% от критической для стенки. Запас устойчивости для пояса был значительно выше, чем для стенки. Распределение нормальных напряжений в стенке показано на рис. 2. Видно, что в нижней части стенки, в области сжатия, произошел ее изгиб из своей плоскости. Максимальные нормальные напряжения в стенке и в сжатом поясе возросли на 15%.

Полученные результаты позволяют сделать некоторые выводы о влиянии неплоскостности пластин на напряженное состояние тонкостенных балок. На стадии проектирования ограничение действующих напряжений в пластинах осуществляется по условию прочности

$$\sigma_{es} \leq [\sigma]. \quad (1)$$

и условию упругой устойчивости, которое в современных инженерных методиках для рассмотренных вариантов нагружения имеет вид [9,12,15]

$$\left(\frac{n_f \sigma_x}{\sigma_c} \right)^q + \left(\frac{n_f \tau}{\tau_c} \right)^p \leq 1. \quad (2)$$

Здесь σ_{es} – эквивалентные напряжения по IV теории прочности; $[\sigma] = \sigma_T / n_f$ – допускаемое напряжение по условию прочности; σ_x – максимальные продольные напряжения сжатия (в этом расчете они считаются положительными); σ_T , σ_c и τ_c – предел текучести и критическое нормальное и касательное напряжение; n_f – коэффициент запаса прочности; q и p – показатели степени, которые вычисляются по методикам.

Условие (2) для конкретного вида нагружения можно представить в форме

$$\sigma_x \leq \frac{\sigma_c}{n_f} \sqrt[q]{1 - \left(\frac{n_f \tau}{\tau_c} \right)^p} = \xi_\tau \frac{\sigma_c}{n_f}. \quad (3)$$

Здесь коэффициент ξ_τ учитывает влияние касательных напряжений на значение коэффициента запаса устойчивости n_f .

Соотношение ограничений (1) и (3) для пластин с различным значением отношения t/d показано на рис.3. Символами показаны значения напряжений, полученных на модели №1, при $t/d = 0,010, 0,018$ и $0,024$. Указаны номинальные напряжения (○) и максимальные местные напряжения, средние по толщине пластины при $\delta = 4$ (●) и 6 мм (■).

Как видно из графика, в области малых значений t/d (область *A*) определяющим является условие упругой устойчивости (3), а при достаточно больших значениях t/d (область *B*) – условие прочности (1). Как было отмечено выше, в результате неплоскостности пластин происходит повышение напряжений в некоторых зонах балки. В области *A* напряжения повышаются существенно, но это явление мало влияет на прочность, так как значения действующих напряжений, ограниченные условием (3), значительно меньше допускаемого напряжения по условию прочности (1). В области *B* локальное повышение напряжений весьма мало и в основном обусловлено исходным искривлением пластины. Наиболее опасная ситуация имеет место в области *C*, где $\xi_\tau \sigma_c \approx \sigma_T$. Здесь наблюдается значительное повышение местных напряжений, которое может существенно снизить фактический запас прочности.

В настоящее время нет методики прогнозирования изменения напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций с учетом малых искривлений их элементов. Эти изменения, вызывающие повышение напряжений в некоторых зонах, зависят от общей конфигурации конструкции, характера ее нагружения, формы и стрелы прогиба отдельных пластин. Причем сложность прогнозирования данного эффекта связана еще с тем, что два последних фактора имеют случайный характер. Результаты представленной работы показывают, что в большинстве случаев влияние неплоскостности пластин в допустимых пределах не снижают работоспособность металлической конструкции. Риск нарушения нормальной работы возникает только в тех конструкциях, в которых наиболее нагруженные пластины имеют $\xi_\tau \sigma_c \approx \sigma_T$. Для них рекомендуется при проектировании использовать коэффициент запаса прочности n_f , повышенный на 0,10 – 0,15.

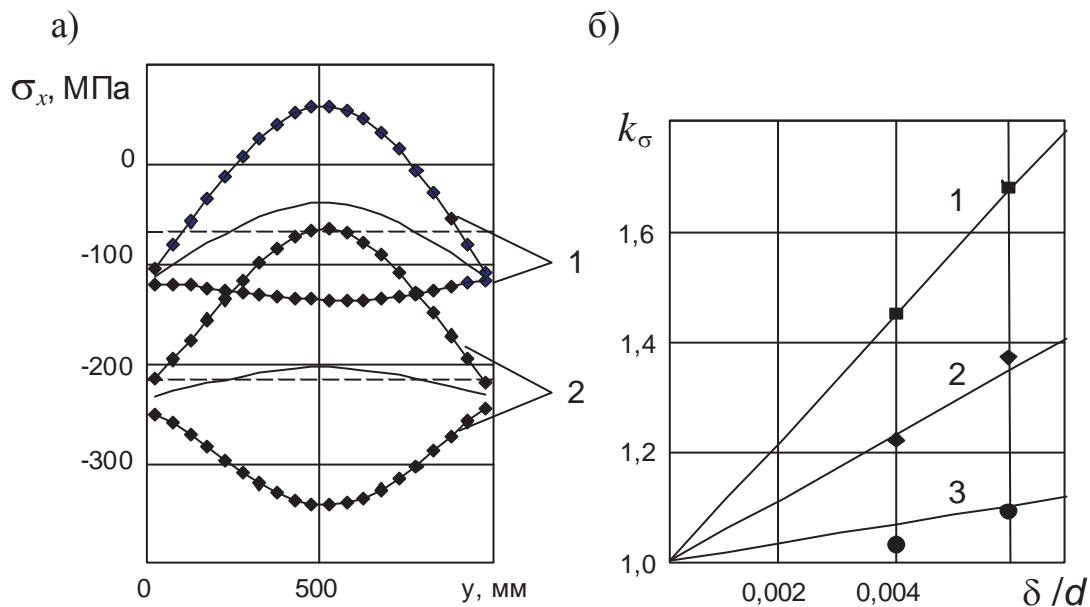


Рис. 1. Продольные нормальные напряжения в модели №1 с прогибом 6 мм. *a* – Распределение напряжений по ширине панели; 1 – толщиной 10 мм и 2 – 24 мм. Значения напряжений: \diamond – на верхней и нижней поверхностях пластины; — – средние по толщине; --- – номинальные. *б* – Зависимость коэффициента повышения напряжений k_σ от стрелы первоначального прогиба пластины при $t/d = 0,010, 0,018$ и $0,024$ (1, 2 и 3).

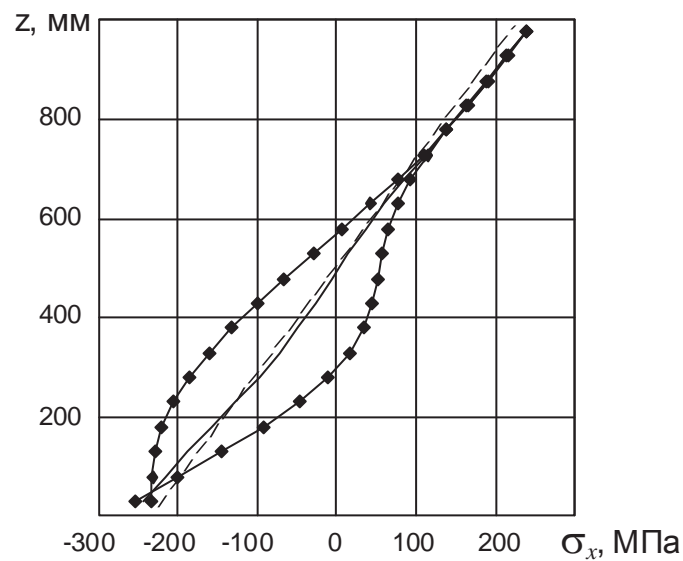


Рис. 2. Распределение продольных нормальных напряжений в модели №2 с прогибом 6 мм. Обозначения указаны на рис. 1.

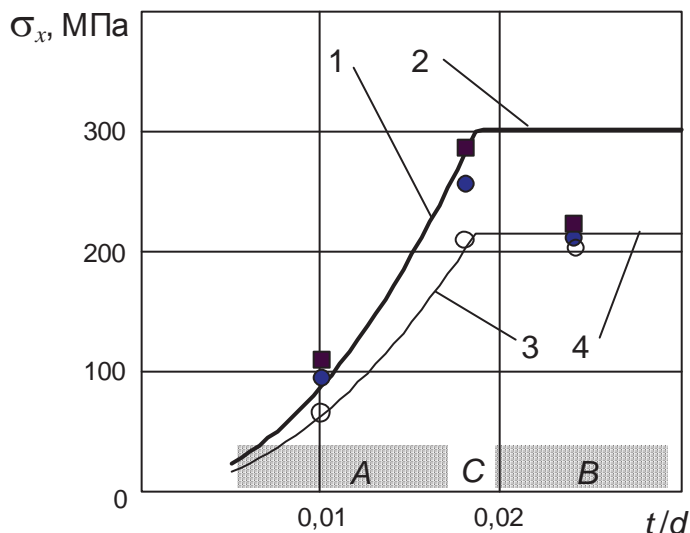


Рис. 3. Зависимость предельных и допускаемых напряжений для элемента тонкостенной конструкции от отношения t/d . 1 – $\xi_{\tau} \sigma_c$; 2 – σ_T ; 3 – $\xi_{\tau} \frac{\sigma_c}{n_f}$; 4 – $[\sigma]$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ОСТ 26.260.758-2003 Конструкции металлические. Общие технические требования.
2. Грачев А.А., Соколов С.А. Влияние неплоскостности элементов на работоспособность тонкостенных металлических конструкций грузоподъемных машин. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. № 2 (147), 2012. С. 78 – 81.
3. Грачев А.А., Соколов С.А. Исследование местной устойчивости пластин. Современные проблемы проектирования и эксплуатации транспортных и технологических систем: Труды Междунар. науч.-техн. конф. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2006, С. 66 – 69.
4. Замахаев В.М. К вопросу о влиянии начальных искривлений на работу сварных мостовых конструкций. Труды МАДИ, вып. 21, 1957.
5. Кулькова Н.Н. Особенности напряженно-деформированного состояния элементов крановой коробчатой балки при расчете стенок в закритической области. Тр ВНИИПТмаш, 1981
6. РД 10-112-6-03. Методические указания по обследованию специальных металлургических кранов, –М, 2003.
7. СП 53-101-98 Система нормативных документов в строительстве. Свод правил по проектированию и строительству. Изготовление и контроль качества стальных строительных конструкций.
8. СП 53-102-2004 Общие правила проектирования стальных конструкций. – СПб.: Изд. ДЕАН. –2007.

9. BS EN 13001-3-1:2012. Cranes. General Design. Part 3-1: Limit States and proof competence of steel structure.
10. Clarin, M., Plate Buckling Resistance. Path Loading of Longitudinally Stiffened Webs and Local Buckling. Doctoral thesis 2007:31, Luleå University of Technology, 2007, ISRN-LTU-DT-07Ú31-SE.
11. Dadrasi A. On the Effect of Imperfection on Buckling load of Perforated Rectangular Steel Plates. Research Journal of Recent Sciences. Vol. 2(3), P. 36 – 43, March (2013).
12. Eurocode 3 Design of steel structures. Part 1-5 Plate structures, EN 1993-1-5:2009.
13. Gozzi, J., Patch loading resistance of plated girders – Ultimate and serviceability limit state. Doctoral Thesis 2007:30, Luleå University of Technology, 2007, ISRN: LTU-DT-07/30-SE/
14. Höglund, T. Strength of Steel and Aluminium Plate Girders – Shear Buckling and Overall Web Buckling of Plane and Trapezoidal webs. Comparisons with Tests. Royal Institute of Technology, Dept of Structural Engineering, technical report 1995:4, Steel structures.
15. ISO 20332-2015 Cranes. Proof of competence of steel structures.
16. Luong N.T.H., Tuong D.T.M. Buckling of the initial imperfect rectangular thin plate with variable thickness. Vietnam Journal of Mechanics, VAST, Vol. 28, N. 2 (2006), P. 103– 110.
17. Samuelsson, L., Eggwertz, S. (Eds.): Shell Stability Handbook, London: Elsevier Applied Science, 1992.

A. A. Grachev, S. A. Sokolov

INFLUENCE OF SMALL DEVIATIONS FROM THE PLANE FORM OF THIN-WALLED ELEMENTS OF METAL CONSTRUCTIONS ON THEIR STRESSED CONDITION

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the finite-element study of the strained state of thin-walled structures, the elements of which have small deviations from the plane shape that arises as a result of welding deformation. The study has shown that in such constructions there is a local increase of stress that is important for plate elements whose critical stressed values are close to the yield point.

Key words: thin-walled metal structure, stress-strain state, buckling, strength, imperfection of plate, welding deformations.

REFERENCES

- [1] OCT 26.260.758-2003 Steel constructions. General technical requirements.
- [2] Grachev AA, Sokolov SA Influence of non-planar elements on the performance of thin-walled metal structures of lifting machines. Scientific and technical statements SPbSPU. Science and education. N. 2 (147), 2012. P. 78 – 81.
- [3] Grachev AA, Sokolov SA Investigation of the local buckling of plates. Modern problems of design and operation of transport and technological systems: Proceedings of the Intern. Scientific-techn. Conf. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University, 2006, P. 66 – 69.
- [4] Zamakhaev V.M. On the question of the influence of imperfection on the work of welded bridge structures. Proceedings of MADI, vol. 21, 1957.
- [5] Kulkova N.N. Features of the stress-strain state of the elements of the crane box beam in the calculation of the walls in the supercritical region. Proceedings of VNIPTmash, 1981.
- [6] RD 10-112-6-03. Methodical instructions for the inspection of special metallurgical cranes, -M, 2003.
- [7] SP 53-101-98 System of normative documents in building. Code of rules for design and construction. Manufacture and quality control of steel building structures.
- [8] SP 53-102-2004 General rules for the design of steel structures. - SPb.: Publishing House of DEAN. -2007.BS EN 13001-3-1:2012. Cranes. General Design. Part 3-1: Limit States and proof competence of steel structure.
- [9] Clarin, M., Plate Buckling Resistance. Path Loading of Longitudinally Stiffened Webs and Local Buckling. Doctoral thesis 2007:31, Luleå University of Technology, 2007, ISRN-LTU-DT-07Ú31-SE.
- [10] Dadrasi A. On the Effect of Imperfection on Buckling load of Perforated Rectangular Steel Plates. Research Journal of Recent Sciences. Vol. 2(3), P. 36 – 43, March (2013).
- [11] Eurocode 3 Design of steel structures. Part 1-5 Plate structures, EN 1993-1-5:2009.
- [12] Gozzi, J., Patch loading resistance of plated girders – Ultimate and serviceability limit state. Doctoral Thesis 2007:30, Luleå University of Technology, 2007, ISRN: LTU-DT-07/30-SE/
- [13] Höglund, T. Strength of Steel and Aluminium Plate Girders – Shear Buckling and Overall Web Buckling of Plane and Trapezoidal webs. Comparisons with Tests. Royal Institute of Technology, Dept of Structural Engineering, technical report 1995:4, Steel structures.
- [14] ISO 20332-2015 Cranes. Proof of competence of steel structures.

- [15] Luong N.T.H., Tuong D.T.M. Buckling of the initial imperfect rectangular thin plate with variable thickness. Vietnam Journal of Mechanics, VAST, Vol. 28, No. 2 (2006), P. 103 – 110.
- [16] Samuelsson, L., Eggwertz, S. (Eds.): Shell Stability Handbook, London: Elsevier Applied Science, 1992.

Р.А. Дидиков¹, Р.Ю. Добрецов², Ю.В. Галышев³

ТРАНСМИССИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ: УПРАВЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ МОЩНОСТИ



¹Роман Александрович Дидиков, магистр техн. наук, инженер,
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: didikov-r@yandex.ru



²Роман Юрьевич Добрецов, к.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: dr-idpo@yandex.ru



³Юрий Витальевич Галышев, д.т.н., зав. кафедрой ИСУиТС
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7785, E-mail: galyshev57@yandex.ru

Аннотация

Представлена методика определения параметров механизма распределения мощности, предназначенного для работы в составе трансмиссии колесного трактора 4 тягового класса. Приведена кинематическая схема механизма, рассмотрены перспективы использования подобных механизмов на транспортных и транспортно-технологических колесных машинах.

Ключевые слова: колесный трактор, механизм распределения мощности, двухпоточная трансмиссия, управление буксованием, дисковая фрикционная муфта.

Управление потоками мощности в идеальном случае позволяет оптимизировать подвод мощности к каждому колесу транспортно-тяговой или транспортной машины с учетом текущих условий движения. Для колесного трактора с приводом на две и более осей задача распределения мощности между ведущими мостами решается путем установки зубчатой муфты для подключения дополнительного моста. Такая муфта может входить в конструкцию автоматизированной коробки передач, а может выполняться в отдельном корпусе.

Распределение мощности между ведущими колесами требует установки специального механизма распределения мощности. Простейшим примером такого механизма является межколесный дифференциал.

Тракторы, поворот которых контролируется за счет разворота управляемых колес, мало нуждаются в контроле над мощностными потоками. В трансмиссии тракторов, использующих бортовой способ управления поворотом (в первую очередь – гусеничные машины) такую функцию выполняет механизм поворота. Трактор с шарнирно-сочлененной рамой, поворот которого обеспечивается за счет разворота секций рамы в плоскости плана, таких механизмов не имеет. Потребность в управлении распределением мощности по крайней мере между колесами переднего ведущего моста для машин такого типа имеется, поскольку чисто кинематическое управление поворотом требует больших усилий, развиваемых гидравлическими цилиндрами, разворачивающими секции; имеется потребность в улучшении управляемости и устойчивости машины в первую очередь в транспортном режиме; желательно уменьшить коридор, занимаемый шасси при повороте. Данными положениями определяется актуальность вопроса создания механизмов распределения мощности для колесных тракторов сочлененной конструкции.

Анализ литературных источников и существующих конструкций тракторов [1-5] показывает, что механизмы, позволяющие реализовывать различные алгоритмы работы (то есть качественно и количественно контролировать распределение мощности между ведущими колесами), не применяются. Это обусловлено как стремлением производителей снизить стоимость трактора, так и отсутствием прямых указаний на такую потребность со стороны заказчика – фермерства и агропромышленного комплекса [6-8].

Многообразие технических решений по механизмам распределения мощности имеет место в смежных отраслях машиностроения, занятых производством транспортных гусеничных машин и автомобилей. В первом случае весьма основательно разработана теория и апробированы эффективные конструкции механизмов поворота [9-11], причем работы продолжаются и на современном этапе [11-16]. Методы определения

параметров механизмов поворота [11,12] использованы в качестве основы в данной работе. Для автомобилестроения характерно большое разнообразие конструкций механизмов распределения мощности [17-22]. Современные конструкции механизмов распределения мощности [21,22] позволяют работать с системами электронного управления. Методик определения параметров таких механизмов, за исключением предложений [23-25] авторов данной публикации, не найдено.

Таким образом, можно констатировать, что в современной научной литературе имеются предпосылки для создания теории механизмов распределения мощности тракторов и транспортно-тяговых (технологических) машин. Целью настоящей работы является определение схемного решения (а в перспективе – создания образца) механизма распределения мощности для колесного трактора четвертого тягового класса. Решаемые задачи – создание математической модели поворота трактора с учетом особенностей работы механизма распределения мощности; определение параметров такого механизма; поиск кинематических схем и выработка путей реализации по крайней мере одной схемы в виде конструкции.

Возможны различные варианты размещения механизма распределения мощности в трансмиссии колесного трактора 4 тягового класса. На рис. 1 показан случай наиболее простой: механизм установлен на место традиционного дифференциала (или устройства, его заменяющего). В работе [26] предлагается более сложное решение, требующее организации параллельного потока мощности и, следовательно, более радикальной модернизации трансмиссии.

Механизм распределения мощности, установленный в соответствии со схемой по рис. 1 позволяет изменить соотношение сил тяги на колесах переднего ведущего моста и тем самым повлиять на значение момента, преодолеваемого гидроцилиндрами механизма поворота. Режим движения с отключенным задним мостом как раз характерен для самопередвижения машины с относительно большими скоростями по дорогам общего назначения. В этом случае требуется обеспечить наилучшую управляемость трактора, что продиктовано, например, соображениями повышения безопасности участников дорожного движения.

Движение шарнирно-сочлененного трактора в горизонтальной плоскости можно описать, используя уравнение Рауса [27] (расчетная схема приведена на рис. 2):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k + R_k, \quad k = 1, 2, \dots, n.$$

Такой подход использован, например, в работах [4,5]. В этом уравнении T – кинетическая энергия системы; q_k – обобщенная координата; Q_k – обобщенная сила, соответствующая k -й обобщенной координате и получаемая из выражения элементарной работы; R_k – обобщенная сила реакций неголономных или кинематико-силовых связей, соответствующая k -й обобщенной координате; n – число обобщенных координат.

В соответствии с расчетной схемой на рис. 2 положение трактора определяется восемью обобщенными координатами: x_0 и y_0 – координаты вертикального шарнира 0 относительно начала выбранной системы координат ХОУ; ν и Θ – угол отклонения продольной оси задней секции рамы от оси ординат ОХ и угол складывания секций; ψ_{11} и ψ_{12} , ψ_{21} и ψ_{22} – углы поворота соответствующих колес.

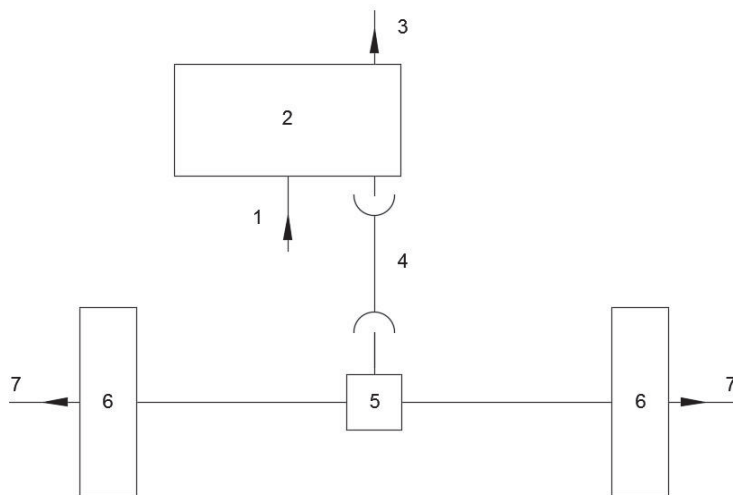


Рис. 1. Обобщенная схема трансмиссии колесного трактора с управлением распределением мощности для переднего ведущего моста: 1 – подвод мощности от двигателя; 2 – коробка передач; 3 – отвод мощности к заднему мосту; 4 – карданная передача; 5 – механизм распределения мощности; 6 – колесный редуктор; 7 – отвод мощности к ведущим колесам

Другие обозначений на рис. 2: F_{11} и F_{12} , F_{21} и F_{22} – продольные силы, действующие на соответствующие колеса; $M_{\mu 11}$ и $M_{\mu 12}$, $M_{\mu 21}$ и $M_{\mu 22}$ – моменты сопротивления повороту соответствующих колес; $2b_1$ и $2b_2$ – ширина колеи переднего и заднего мостов; V_1 и V_2 – линейные скорости переднего и заднего мостов; ε_1 и ε_2 – углы увода переднего и заднего мостов; S_1 и S_2 – боковые (поперечные) силы для переднего и заднего мостов; A_1 и A_2 – центры тяжести передней и задней секций; a_1 и a_2 –

расстояние от шарнира 0 до центров тяжести секций, измеренное вдоль их продольных осей; l_1 и l_2 – расстояние от шарнира 0 до осей мостов (точки 1 и 2); l_b – расстояние от центра заднего моста до точки B (точка приложения силы тяги на крюке P_b); γ – угол отклонения линии действия силы P_b от продольной оси задней секции; M_Θ – момент, развиваемый гидравлическими цилиндрами механизма поворота.

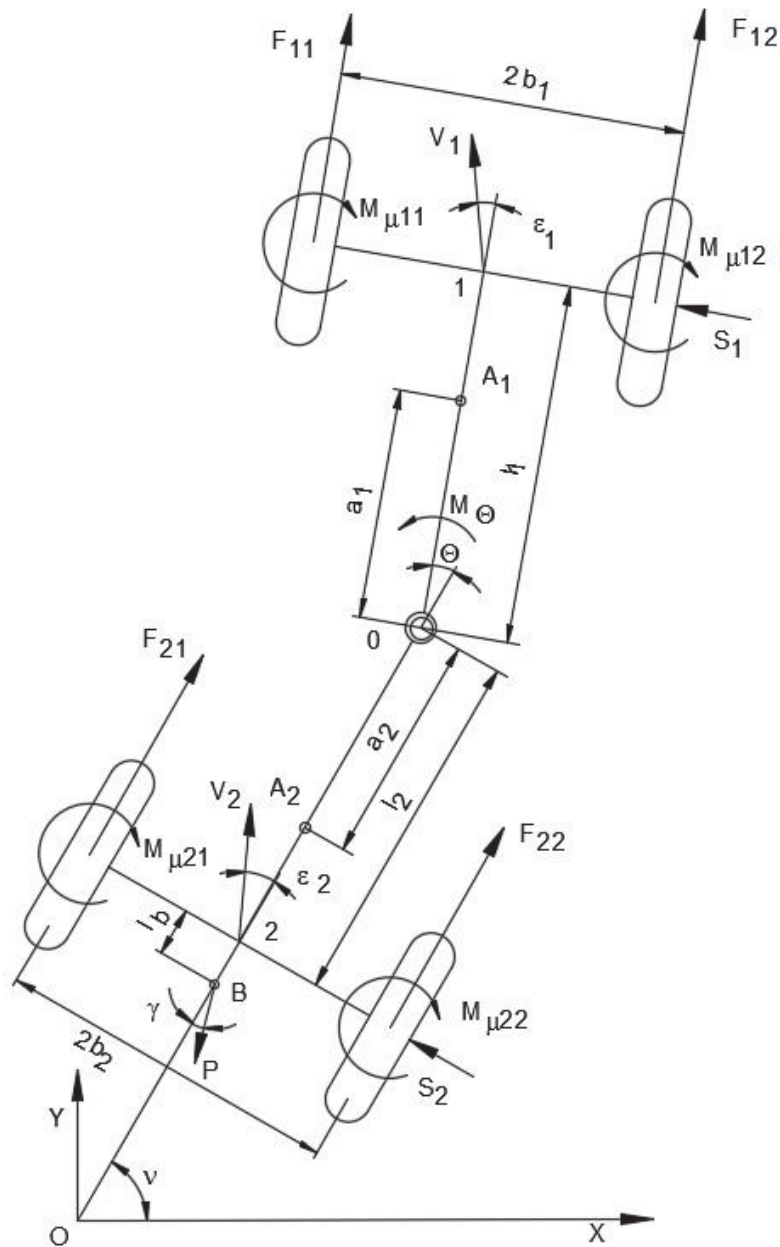


Рис. 2. Схема сил, действующих на трактор при повороте в движении

Решение уравнения Рауса позволяет, в частности, получить выражение для расчетного определения момента M_Θ :

$$M_{\ominus} = m_1 a [-\ddot{x}_0 \sin(\nu + \Theta) + \ddot{y}_0 \cos(\nu + \Theta)] + \\ + (J_1 + m_1 a^2)(\ddot{\nu} + \ddot{\Theta}) + M_{\mu 11} + M_{\mu 12} + b_1(F_{11} - F_{12}) - l_1 S_1$$

В данной зависимости использованы обозначения: J_1 – момент инерции передней секции; \ddot{x}_0 и \ddot{y}_0 , $\ddot{\nu}$ и $\ddot{\Theta}$ – линейные и угловые ускорения по соответствующим координатам.

Данная зависимость содержит члены, характеризующие динамическую и статическую составляющую M_{\ominus} . Расчеты и данные источников [4,5] позволяют предположить, что при повороте без заноса статическая составляющая определяет не менее половины значения M_{\ominus} .

Согласно данным источников [4,5] моменты сопротивления повороту колес можно определить по зависимости:

$$M_{\mu ij} = \chi L \mu_{ij} G_{ij}, \quad i = 1, 2, \quad j = 1, 2.$$

Здесь $\chi = 0,25 \dots 0,33$ – коэффициент, учитывающий форму контактного пятна шины; $L = 0,6$ – протяженность контактного пятна для используемых на тракторе шин; μ_{ij} и G_{ij} – коэффициент сопротивления повороту на данном основании и нормальная нагрузка на колесо.

Боковые силы определяются на основе гипотезы Рокара [27,28]:

$$S_i = K_{yi} G_i, \quad i = 1, 2.$$

Здесь K_{yi} – коэффициент увода для рассматриваемого моста, а G_i – нагрузка на мост. Определение значения K_{yi} на основании расчетных данных подробно представлено в источниках [4,5]. Для оценочных расчетов можно принять $0,2 \dots 0,3$, что соответствует повороту на границе развития бокового скольжения колеса.

Значение $(F_{11} - F_{12})$ определяется особенностями работы механизма распределения мощности, установленного в переднем мосту. Если это простой дифференциал, данная разность равна нулю. Механизм распределения мощности, обладающий передаточным отношением $u_M = F_{12}/F_{11} > 1$ позволяет получить $(1 - u_M) < 0$ и таким образом снизить значение M_{\ominus} . Максимальное значение u_M можно определить, предположив, что сила тяги на забегавшем колесе достигает предела по сцеплению, а отстающее колесо только преодолевает сопротивление

качению. При движении в среднестатистических условиях u_M достигнет не менее 3...3,5.

С другой стороны передаточное отношение должно удовлетворять принципу согласования работы механизма поворота и механизма распределения мощности: при повороте с минимальным радиусом буксование должно отсутствовать. Данный принцип был применен авторами в работе [23].

Межбортовое передаточное отношение и минимальный радиус поворота секции будут связаны соотношением [23]:

$$u_M = (2\rho_{\min} + 1)/(2\rho_{\min} - 1),$$

где $\rho_{\min} = R_{\min}/(2b_1)$, R_{\min} – минимальный радиус поворота секции.

Для расчетного значения $R_{\min} = 5,3$ м получаем $u_M = 1,44$. Этому соответствуют значения передаточных отношений от ведущего звена механизма к выходным звеньям $u_{o1} = 1,22$ и $u_{o2} = 0,84$.

Традиционные приемы синтеза кинематических схем [9] планетарного редуктора с двумя степенями свободы для данных значений u_{o1} и u_{o2} позволяют получить решение, но механизм будет иметь большой радиальный габарит. Для снижения радиального габарита в механизм введен дополнительный планетарный ряд с постоянным передаточным отношением. Таким образом, можно получить семейство кинематических схем механизмов с заданными передаточными отношениями и удовлетворительными радиальными габаритами. На рис. 4 приведена кинематическая схема одного из таких механизмов.

Для приведенной на рис. 4 схемы получены следующие кинематические параметры рядов:

$$k_0 = 2; k_g = (-2,5); k_g = (-1,868); k_g = (-3,167).$$

По расчетной оценке использование механизма распределения мощности с межбортовым передаточным отношением 1,44 позволит снизить статическую составляющую момента, преодолеваемого гидроцилиндрами механизма поворота, для среднестатистических условий движения почти в 1,5 раза.

Плавное изменение межбортового передаточного отношения можно обеспечить, применяя широтно-импульсную модуляцию давления в гидравлическом приводе элементов управления (тормозов) механизма распределения мощности [14,15,24].

Выводы

- применение механизма распределения мощности позволит на 10-15% снизить нагрузку на гидравлические цилиндры механизма управления поворотом трактора, повысить устойчивость и управляемость машины в транспортном режиме;
- предложена методика определения параметров механизма распределения мощности, получены варианты кинематических схем такого механизма;
- применение разработанных подходов возможно для транспортных колесных машин (в первую очередь – автомобили различного назначения);
- при серийном изготовлении узлов механизма распределения мощности целесообразно использование материалов и технологий, разработанных на настоящий момент для нужд военно-промышленного комплекса России.

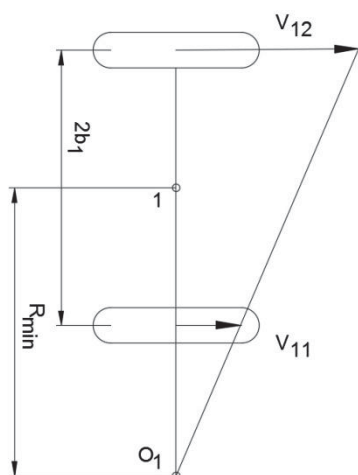


Рис. 3. Расчетная схема для определения передаточных отношений механизма распределения мощности

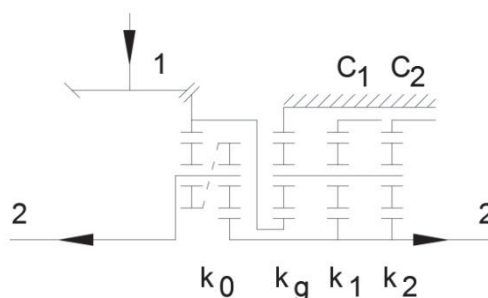


Рис. 4. Вариант кинематической схемы механизма распределения мощности: 1 – подвод мощности от карданной передачи; 2 – отвод мощности к ведущим колесам; C_1 и C_2 элементы управления; k – кинематические параметры рядов

По результатам работы подана заявка на получение патента на изобретение (положительное решение ФИПС получено в апреле 2017 г.).

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы» по проекту: «Разработка конструкции нового модельного ряда автоматизированных коробок перемены передач для сельскохозяйственной и дорожно-строительной техники в диапазоне 140-440 кВт, адаптированных для применения в

комплексе систем беспилотного трактора» (уникальный идентификатор проекта RFMEFI57816X0213).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 2009. – 752 с.
2. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др. Под общ. ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение. 1991. – 544 с.
3. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Маценский, А.С. Солонский. Под ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
4. Теория и расчет трактора "Кировец" / Е.А. Шувалов, А.В. Бойков, Б.А. Добряков, М.Г. Пантюхин ; Под ред. А.В. Бойкова. – Ленинград : Машиностроение, 1980 . – 208 с.
5. Шувалов Е. А. Повышение работоспособности трансмиссий тракторов. Л.: Машиностроение. 1986. – 126 с.
6. Основы технологии сельскохозяйственного производства. Земледелие и растениеводство / В.С. Никляев и др.: Под ред. В.С. Никляева. – М.: «Былина», 2000. – 555 с. = Nikliaev V. S., ed. The basic technology of agricultural production. Farming. Moskau, «Bylina», 2000, 555 p. (rus.)
7. Щепаченко Г.Л., Хазова Е.Г., Баркова Л.И. Почвоведение с основами земледелия. – М.: Почвенный институт им. В.В. Докучаева, 1993. – 258 с.
8. Экологичность движителей транспортно-технологических машин / Куляшов А.П., Колотилин В.Е.. – М.: Машиностроение, 1993. – 288 с.
9. Расчет и конструирование гусеничных машин: Учебник для вузов / Носов Н.А., и др.; под ред. Носова Н.А. – Л: «Машиностроение», 1972. – 559 с.
10. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
11. Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: учебное пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / В.Б. Шеломов. – Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 90 с.
12. Шеломов В.Б., Добрецов Р.Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента механизма управления поворотом гусеничной

- машины // «Научно-технические ведомости СПбГПУ», серия «Наука и образование». – №2, т. 2. – 2010. – С. 87-91.
13. Галышев Ю.В. Исследования и разработки ученых СПбГПУ в области оборонной техники (по материалам IX-й международной выставки вооружения, военной техники и боеприпасов) / Ю.В. Галышев [и др.] // «Научно-технические ведомости СПбГПУ», серия «Наука и образование», №1, 2014. – С. 26-32.
 14. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин = Closed-loop control system for tracked vehicle steering / Ю.В. Галышев [и др.] // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. : Наука и образование / Министерство образования и науки РФ; Санкт-Петербургский гос. политехн. ун-т. – Санкт-Петербург, 2014. – № 3 (202). – С. 201-208.
 15. Добрецов Р.Ю. Фрикционный механизм поворота двухпоточных трансмиссий гусеничных машин // Изобретатели в инновационном процессе России: материалы Всероссийский (с Международным участием) научно-практической конференции / под ред. Ю.Г. Попова и А.Г. Семенова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 384 с., С. 121-124.
 16. Транспортные гусеничные машины: механизмы поворота с нелинейной характеристикой / Демидов Н.Н., Добрецов Р.Ю., Лозин А.В., Филиппов А.Н. // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 1445 с. – С. 898-912.
 17. Конструкция автомобиля. Шасси / Под общ. ред. А.Л. Карунина – М.: МАМИ, 2000. – 528 с.
 18. Андреев А.В., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин / Под ред. Лефарова А.Х. М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
 19. Гладов Г.И., Лобанов С.А. Дифференциал с управляемым распределением крутящих моментов по колесам автомобиля // Автомобильная промышленность: ежемесячный научно-технический журнал / Министерство образования и науки РФ; ОАО «Автосельхозмаш-холдинг» – 2004. – № 5. – С.36-40.
 20. Bosch. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
 21. http://www.irs.kit.edu/download/131213_GC_TorqueVectoring_ZF_Handout.pdf (дата обращения: 21.04.2017).
 22. Development of Super AYC / Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, K. Manabe. // «Technical review», 2003, №15. – 124 с. – С.73-76.

23. Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю. К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ // Автомобильная промышленность: ежемесячный научно-технический журнал / Министерство образования и науки РФ; ОАО "Автосельхозмаш-холдинг". – М., 2014. – № 9. – С. 12-14.
24. О возможности применения гидравлического привода в механизме распределения мощности / Р.А. Дидиков, Р.Ю. Добрецов, Р.В. Русинов // Вестник ААИ. – 2016. – №5(100). – С. 30-32.
25. Метод определения составляющих баланса мощности механизма распределения мощности в трансмиссии автомобиля / Р.А. Дидиков // Вестник СибАДИ. – 2016 – №4(50). – С. 61-63.
26. Варианты кинематической схемы двухпоточной трансмиссии перспективного трактора с автоматизированной коробкой передач / Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю., Галышев Ю.В. // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Материалы VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием 24-25 ноября 2016 г, посвященной 70-летию Рубцовского индустриального института. / Под ред. к.т.н. О.А. Михайленко; к.ф.-м.н., доцента Г.А. Обуховой / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2016. – 393 с. – С. 113-120.
27. Динамика неголономных систем / Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – Москва : Наука, 1967. – 520 с.
28. Неустойчивость в механике: Автомобили. Самолеты. Висячие мосты: пер. с фр. / И. Рокар. – Москва: Издательство иностранной литературы, 1959. – 287 с.

R.A. Didikov, R.Yu. Dobretsov, Yu.V. Galyshev

**THE TRANSMISSION OF PERSPECTIVE WHEELED TRACTOR
WITH AN AUTOMATED GEARBOX:
THE POWER DISTRIBUTION CONTROL**

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The technique for determining the parameters of the mechanism of distribution of power, designed for operation in the transmission of wheeled tractors of traction class 4. Given kinematic scheme of the mechanism, the prospects of the use of these mechanisms at the transport and transport-technological wheel machines.

Key words: wheeled tractor, power distribution mechanism, two-stream transmission, slipping control, disk clutch.

REFERENCES

- [1] Sharipov V. M. Calculation and design of tractors. Moskau, «Mashinostroenie», 2009, 752 p. (rus.)
- [2] Ksenevich I. P., ect. Tractors. Design and calculation. Moskau, «Mashinostroenie», 1991, 544 p. (rus.)
- [3] Skotnikov V. A. ect Fundamentals of theory and calculation of tractor and automobile. Moskau, «Agropromizdat», 1986, 383 p. (rus.)
- [4] Shuvalov E.A., ect. Theory and calculation of tractor "Kirovets". Leningrad, «Mashinostroenie», 1980, 208 p. (rus.)
- [5] Shuvalov E.A. Improving the efficiency of tractor transmissions. Leningrad, «Mashinostroenie», 1986, 126 p. (rus.)
- [6] Nikliaev V. S., ect. The basic technology of agricultural production. Farming. Moskau, «Bylina», 2000, 555 p. (rus.)
- [7] Shepatshenco G. L., ect. Soil science with the basics of agriculture. Moskau, Soil Institute, 1993, 258 p. (rus.)
- [8] Kuleshov A. P., Kolotilin V. E. Environmental drivers of transport-technological vehicles. Moskau, «Mashinostroenie», 1993, 228 p. (rus.)
- [9] Nosov N.A. ect. Calculation and design of tracked vehicles. Leningrad, «Mashinostroenie», 1972, 559 p. (rus.)
- [10] Zabavnikov N.A. Fundamentals of the theory of tracked vehicle. Moskau, Mashinostroenie, 1975, 448 p. (rus.)
- [11] Shelomov V. B. Theory of motion of a multi-purpose tracked and wheeled vehicles. Sankt-Peterburg: Izd-vo Politekh. un-ta, 2013, 90 p. (rus.)
- [12] Shelomov V.B. and Dobretsov R.Yu. Power of the engine and the slipping of the friction element controls the steering mechanism of the tracked vehicle. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU, seriia «Nauka i obrazovanie»*, 2010, N2-2, pp. 87-91. (rus.)
- [13] Galyshev Yu.V. etc. Research and development of SPbSPU scientists in the field of defense equipment. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU, seriia «Nauka i obrazovanie»*, 2014, N1, pp. 26-32. (rus.)
- [14] Galyshev Yu.V. etc. Steering mechanism tracked vehicles. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU, seriia «Nauka i obrazovanie»*, 2014, N3-2, pp. 201-208. (rus.)
- [15] Dobretsov R.Yu. Frictional steering mechanism dual stream transmissions of tracked vehicle. *Inventors in the innovation process in Russia: materials of all-Russian (with International participation) scientific-practical conference*, 2014, pp. 121-124. (rus.)

- [16] Demidov N.N. et al. Tracked vehicles: the nonlinear steering mechanism. MMESE, Sankt-Peterburg: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016, pp. 898-912.
- [17] Karunin A.L., et al. The design of the car. Chassis. Moskau, MAMI, 2000, 528 p. (rus.)
- [18] Andreev A.V. et al. Differentials of wheeled vehicles. Moskau, Mashinostroenie, 1987, 176 p. (rus.)
- [19] Gladov G.I., Lobanov S.A. Differential with a controlled distribution of torque to wheels of a vehicle. *Avtomobil'naia promyshlennost': ezhesiachnyi nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, 2004, N5, pp. 36-40. (rus.)
- [20] Automotive directory. Moskau, Za rulem, 2004, 992 p. (rus.)
- [21] http://www.irs.kit.edu/download/131213_GC_TorqueVectoring_ZF_Handout.pdf
- [22] Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi, K. Suzuki, K. Manabe. Development of Super AYC. *Technical review*, 2003, N15, pp. 73-76.
- [23] Didikov R.A., Dobretsov R.Yu. To the question about the choice of kinematic diagrams of gear mechanisms for power distribution. *Avtomobil'naia promyshlennost': ezhesiachnyi nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, 2014, N9, pp. 12-14. (rus.)
- [24] Didikov R.A. et al. About the possibility of using the hydraulic actuator in the mechanism of power distribution. *Vestnik AAI*, 2016, N5(100), pp. 30-32. (rus.)
- [25] Didikov R.A., The method of determining the components of the balance of power mechanism of power distribution in a vehicle transmission. *Vestnik SibADI*, 2016, N4(50), pp. 61-63. (rus.)
- [26] Didikov R.A. et al. Variants of the kinematic scheme of two-stream transmission perspective of a tractor with automatic transmission. *Modern equipment and technology: challenges, status and prospects*, 2016, pp. 113-120. (rus.)
- [27] Neimark Yu. I., Fufayev N.A. Dynamics of nonholonomic systems. Moskau, Nauka, 1967, 520 p. (rus.)
- [28] Rokar I. Instability in the mechanics: The cars. The planes. Suspension bridges. Moskau, Izdatelstvo inostrannoy literatury, 1959, 287 p. (rus.)

D. E. Bortyakov¹, T. I. Uzunov², O. L. Alipiev³, E. I. Bargazov⁴

STUDYING THE ELASTICITY OF THE UNITS OF THE LEVEL LUFFING JIB SYSTEM IN GANTRY CRANES USING MATLAB



¹Danil Evgenievich Bortyakov
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
St. Petersburg, Russia
Тел.: (812) 552-6088, (812) 552-8401,
E-mail: bortyakov@ratte.ru



²Toni Ivanov Uzunov,
University of Ruse, Ruse, Bulgaria
Тел.: (082) 888-239, E-mail: tuzunov@uni-ruse.bg



³Ognyan Lubenov Alipiev,
University of Ruse, Ruse, Bulgaria
Тел.: (082) 888-593, E-mail: oalipiev@uni-ruse.bg



⁴Emil Ivanov Bargazov,
University of Ruse, Ruse, Bulgaria
Тел.: (082) 888-239, E-mail: ebargazov@uni-ruse.bg

Abstract

The paper shows how to solve a problem with the influence of the elasticity of metal structure level-luffing jib system on the performance characteristics of gantry cranes using computer systems and technologies. A comparative study is made on the two basic types of modification of the level-luffing jib systems of the gantry cranes: 1) Mounted on a support spatial frame – KPP 16 (20) – 30; 2) Mounted on a column - SOKOL 16/20/32 t to 32/25/16 m. The elasticity of the level-luffing jib system units and their impact on the operation and design characteristics are studied for the first time, using a new computer program.

Key words: Computer Systems and Technologies, MATLAB, Mathematical Model, Elasticity of parts, Level-luffing jib system, Gantry cranes, Displacement, Deformation.

Introduction

Information and communication technologies are widely used in research, development and design of modern gantry cranes. It is possible to describe and study physical processes in the metal structure and in the mechanisms of such mega machines using computer complexes. MATLAB is one of them closely design-oriented for engineering analysis. It creates big possibilities for using the achievements of modern science and their application to solve problems with practical significance through the use of mathematical models of systems, assemblies and parts. Prerequisites for convenient operation and interpretation and visualization of research results are created in MATLAB. Achievement of the project efficiency, providing ergonomic parameters in operation and conditions for proper environmental impact depends largely on in-depth and quality research of the processes which occurs in gantry cranes.

Organizational and structural unity of every machine makes all its units and systems necessary and important. It is so with the gantry cranes, but the level-luffing jib system has the greatest total weight and implementation in every technological cycle, functional operation, which determine the productivity of the crane. Also, elements of the level-luffing jib system have the biggest mobile masses in the construction of the gantry cranes. Studying and optimization of level-luffing jib system are therefore important.

The aim of this report is to make a first-time thorough study and evaluation of the influence of the elastic properties of the metal structure elements of the level-luffing jib system on important performance parameters, such as the trajectory of the cargo and the forces which act on the units of the system.

This is shown as an example on the two main types of gantry cranes level-luffing jib system, respectively: 1) Mounted on a support spatial frame – gantry crane KPP 16(20)–30; 2) Mounted on a column–gantry crane SOKOL 16/20/32 t to 32/25/16 m.

Load and performance characteristics of the gantry crane

The geometry performance characteristics of the gantry cranes are shown in Fig. 1. They determine the size of the cargo area below the jib and the possibilities for processing vessels and ground vehicles (railroad cars and trucks). The dimensions of the level-luffing jib system are designed to satisfy these requirements. Requirements for capacity and safety determine the speed and accelera-

tion of the cargo on the operating radius and magnitude of the load trajectory deviation from the horizontal line.

The main purpose of the gantry crane is to perform operational tasks related to geometrical and power characteristics shown in Fig. 1 and also achieve kinematic parameters such as speed and acceleration, which are shown and studied in [1, 2]. The level-luffing jib system consists of a jib, jib arm, guy, counterweight, a rocker arm, tie-bar and driving mechanism shown in Fig. 1.

Trajectories, velocity, acceleration of the cargo and moments of the forces

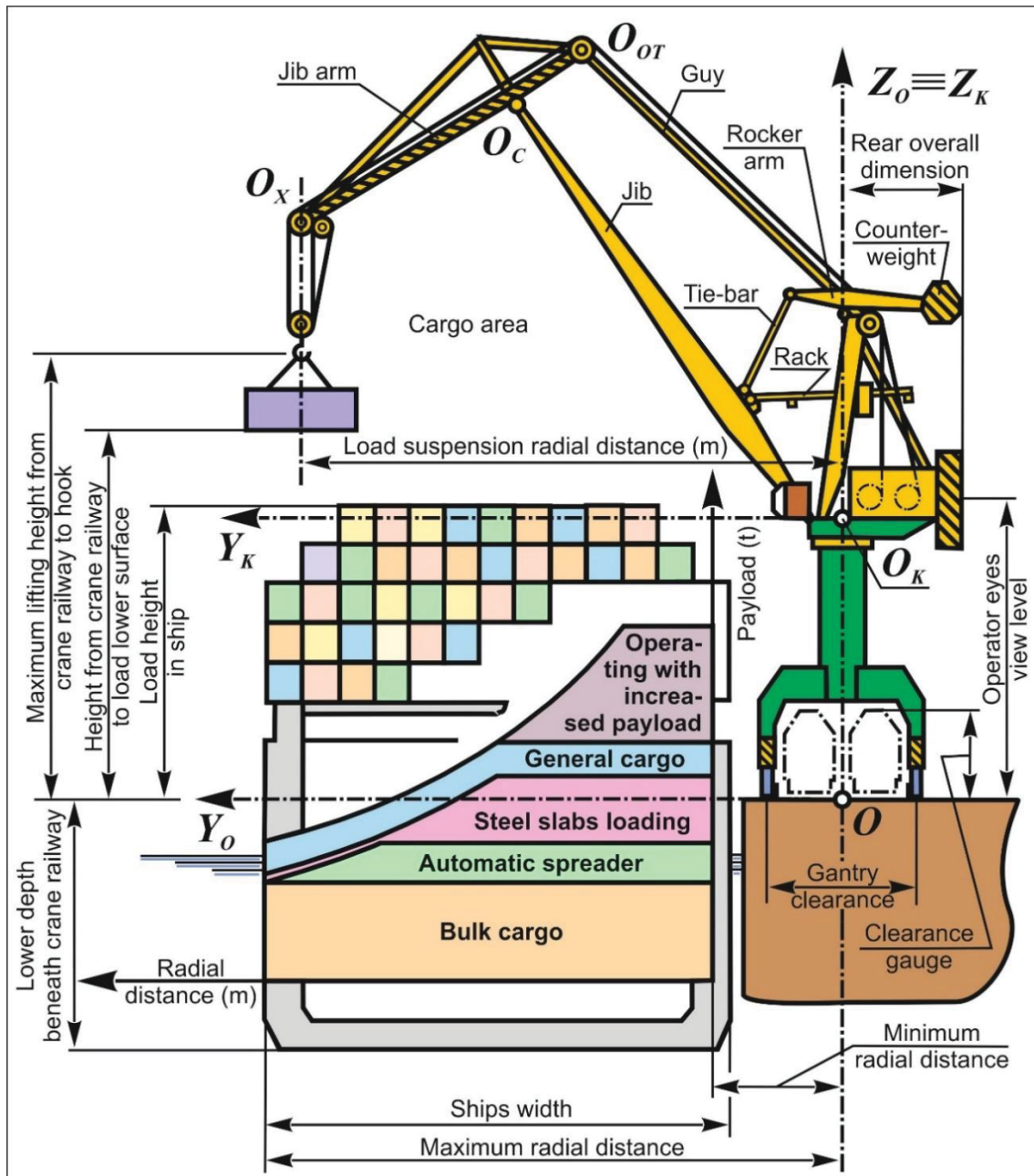


Fig. 1. Loads and geometrical performance characteristics of the gantry crane

acting on the jib system for both types of level-luffing jib systems investigated were built and displayed by calculation kinematic transmission functions (KTF) in [1]. The calculation method of the electric motor power is also shown in [3, 5, 8-10]. These variables, their changes and dependencies are discussed in this article in detail. This article [1] shows the scheme of the mathematical model of gantry crane level-luffing jib system as a mechanism with stiffness units. The forces acting on the elements of the level-luffing jib system are defined according to these schemes and methodology. They are shown in Fig. 3 and Fig. 4 for both types of jib systems researched.

The diagram of the payload depending upon the operating radius is shown in Fig. 1. Grabs operations shown in the lower part, are carried out with reduced payload over the entire length of the operating radius of the jib. This is because this mode accumulates the most damage from fatigue in metal structure elements and mechanisms. The payload is increased in the subsequent technological operations with reducing the duration of use of the gantry crane and the reduction of the jib's operating radius.

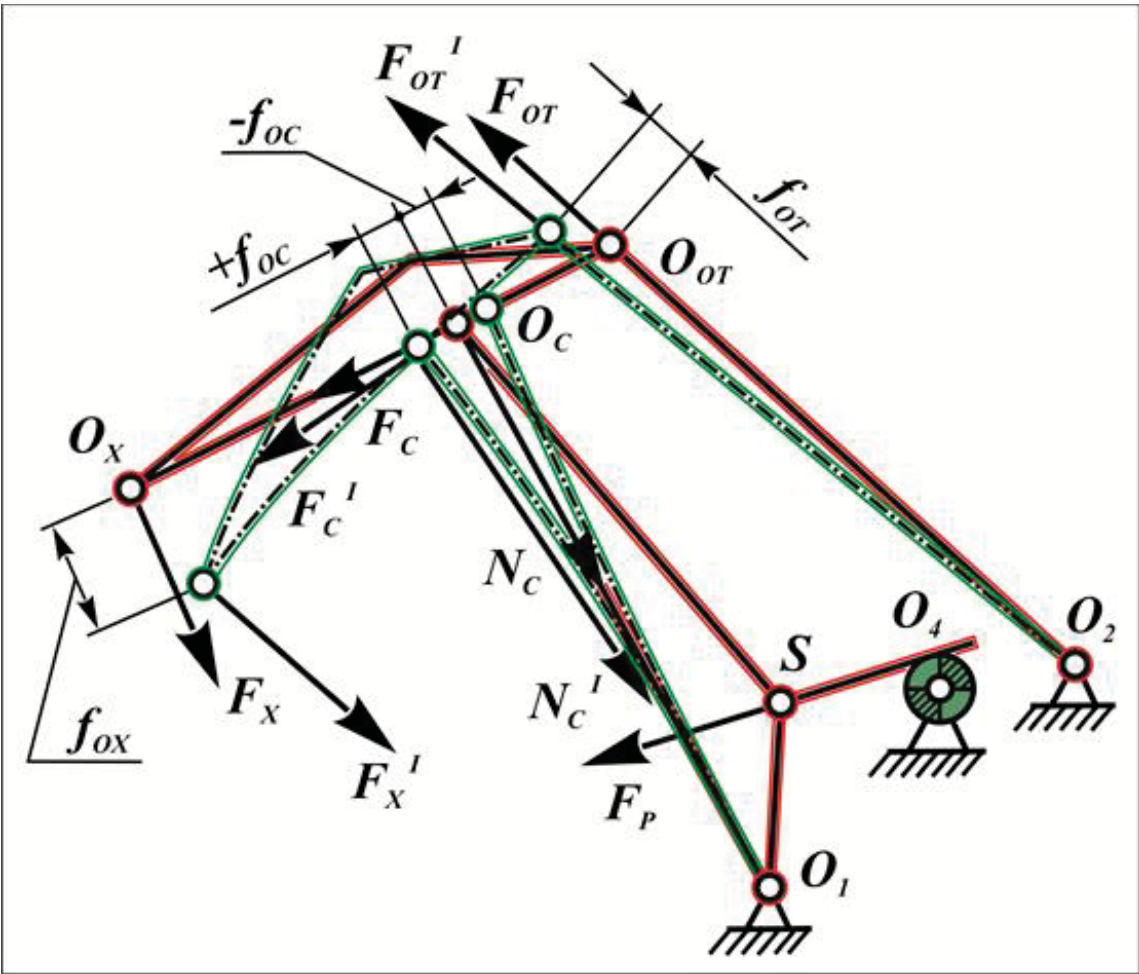


Fig. 2. Positive directions of the forces which act on the level-luffing jib system elements

The study and the research results

Studies and calculations of the level-luffing jib system were always performed until now under the condition that the elements of this system are absolutely rigid bodies. All geometric and kinematic parameters were calculated based on this condition. But in fact the machine parts are deformed during operation. They have their dimensions and mass and they change its original shape when subjected to the load for which are intended. This is so because the calculations of strength are determining for the elements of the level-luffing jib system while the calculations of stiffness are used for checking only. The forces which act on the elements of the level-luffing jib system cause a change in geometric dimensions of these elements. Therefore, the ideal construction of level-luffing jib system is deformed in reality. Its deformations occur at changing the operating radius of the jib. A new program has been developed in MATLAB for the first time. It is based on [3, 5-10] and on new equations. It calculates the parameters of the level-luffing jib system taking into account the influence of the units elasticity and the resulting deformation of these units. This is done using the method of Maxwell - Mohr about determining the displacements [6, 7]. These displacements are determined separately for each element according to its loading with the force action which is shown in Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4.

The graphs of the forces value with directions according to Fig. 2, which act on the level-luffing jib system elements, are shown separately in Fig. 3 for gantry crane KPP and in Fig. 4 for gantry crane SOKOL. The size of forces before and after the deformation is different for the two types of level-luffing jib

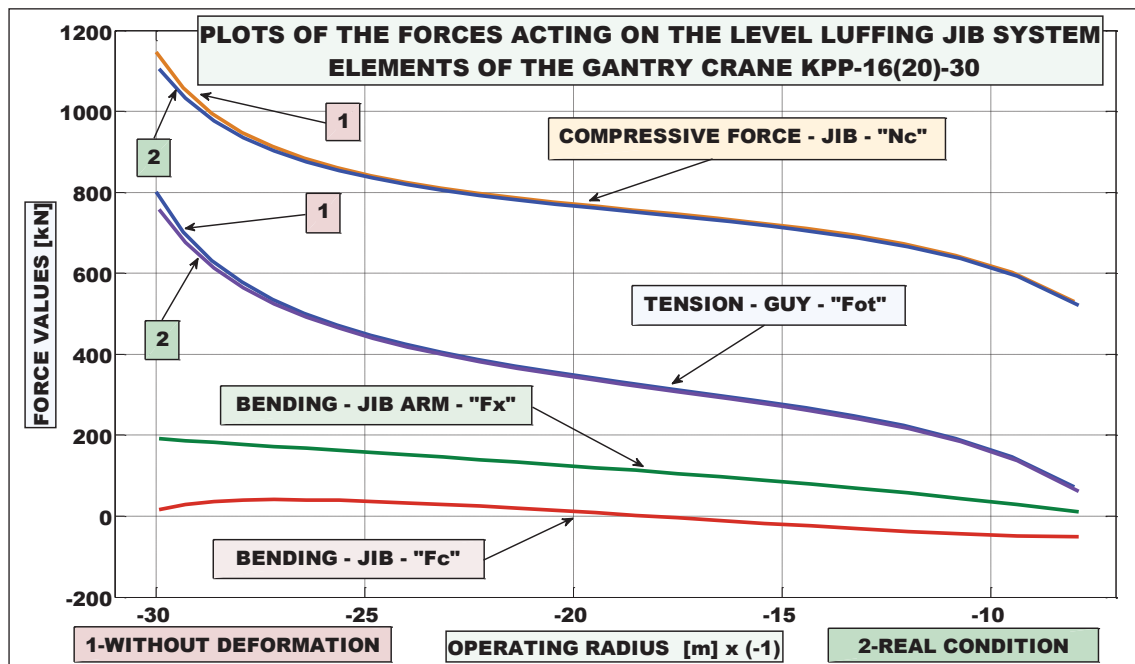


Fig. 3. Graphs of the forces which act upon the jib system elements of the gantry crane KPP 16(20)-30

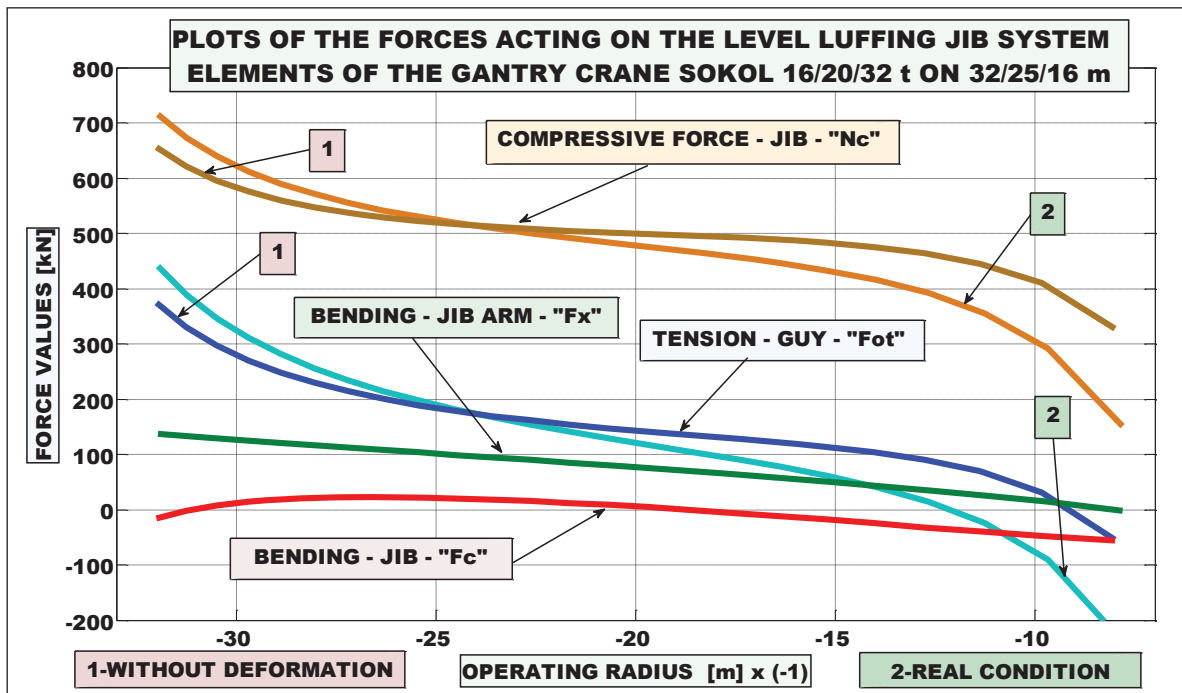


Fig. 4. Graphs of the forces which act upon the jib system elements of the gantry crane SOKOL 16/20/32 t on 32/25/16 m

structures, as shown on the plots. For models with stiff guy can it be seen that for minimum operating radius there is a compression on the guy as shown in Fig. 4 and the model with a flexible guy is designed so that the guy has only tensile forces as is shown in Fig. 3. The structure of the level-luffing jib system of the gantry crane KPP is practically insensitive to the deformations, shown in

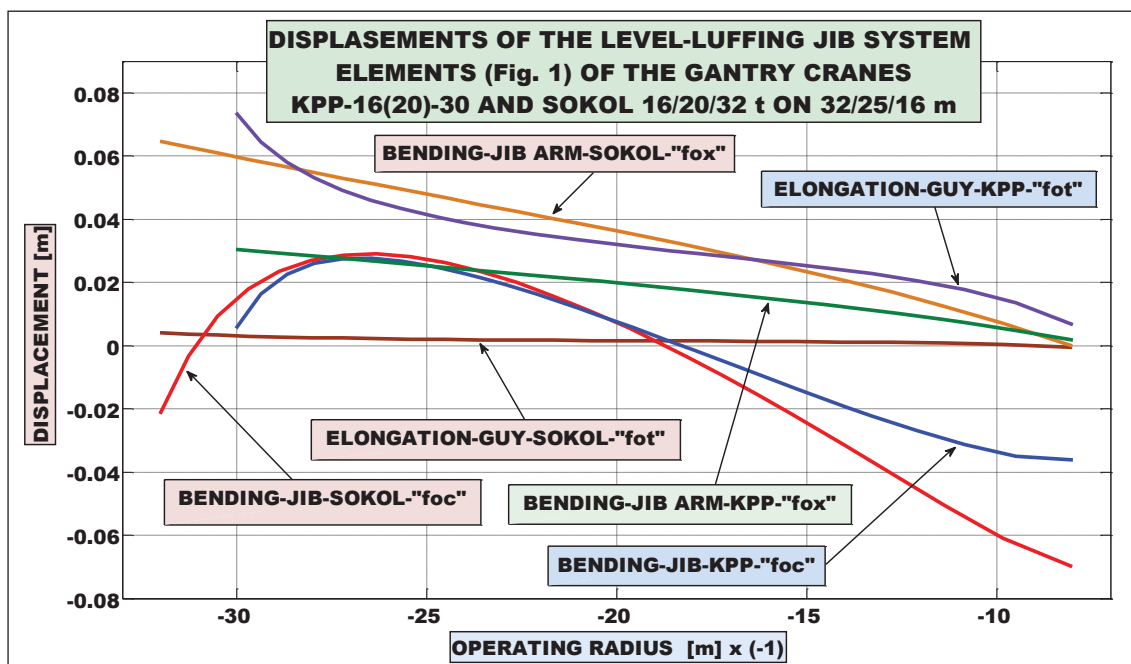


Fig. 5. Displacements caused by forces from Fig. 2 and their value shown in Fig. 3, Fig. 4 for the two types of cranes

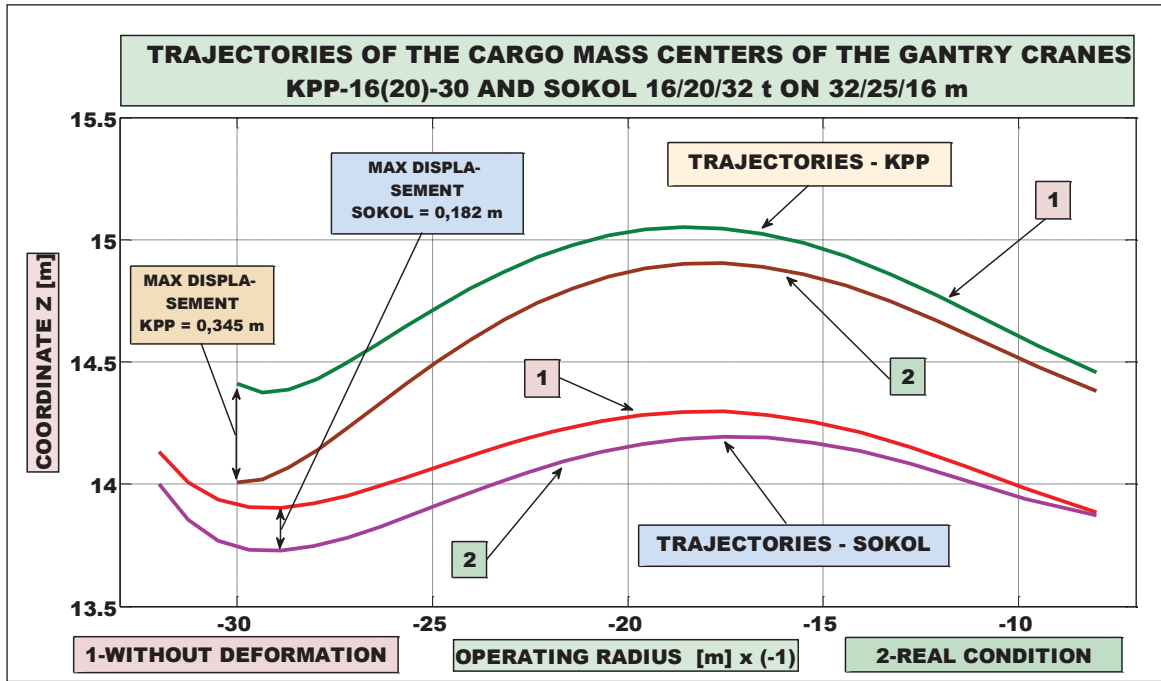


Fig. 6. Trajectory changes which combine all displacements on Fig. 5. for the two types of cranes

Fig. 5, generated by the forces value, shown in Fig. 3, and by the moment, shown in Fig. 7, which affect the metal structure, and the rack force shown in Fig. 8.

The structure of the level-luffing jib system of the gantry crane SOKOL is very sensitive to deformations, shown in Fig. 5, with respect to the force values.

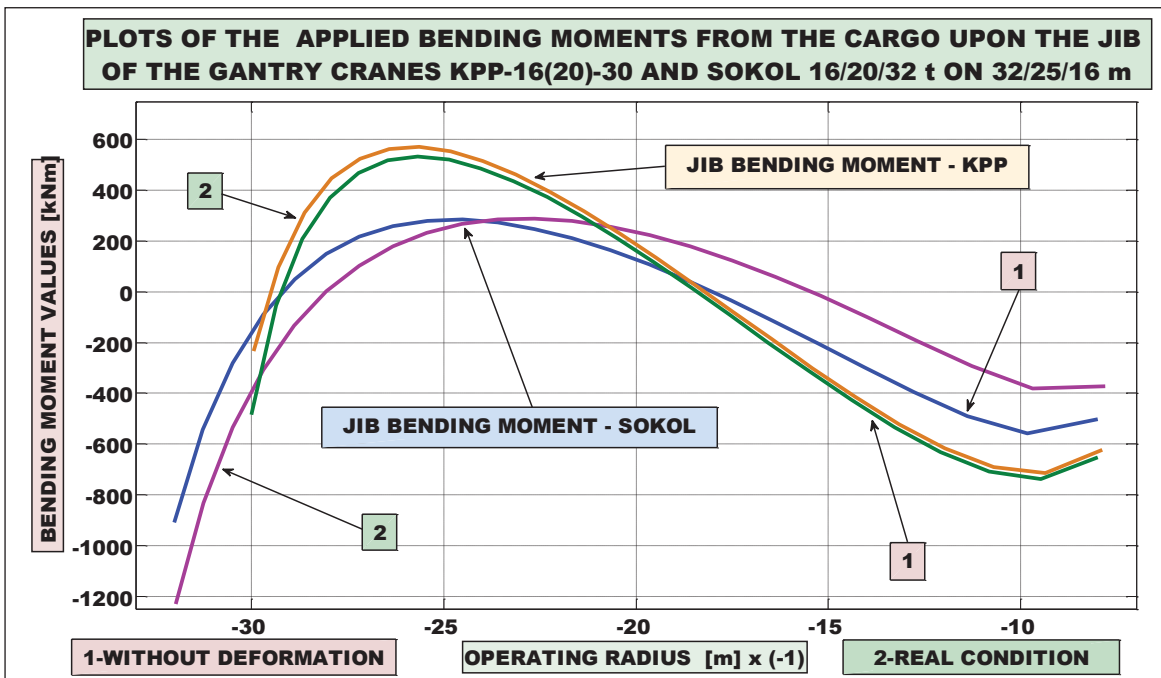


Fig. 7. The applied bending moments from the cargo upon the jib for the two types of cranes

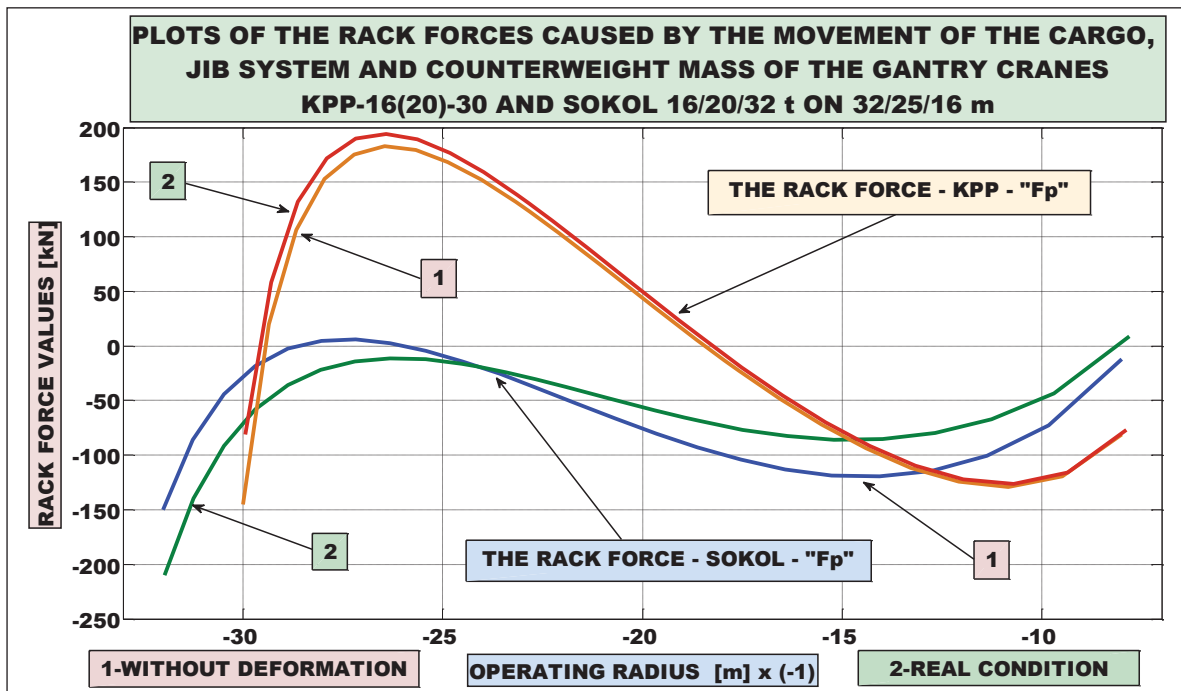


Fig. 8. The rack forces “ F_p ” (Fig. 2) of the level-luffing jib system for the two types of cranes

This can be seen from the graphs in Fig. 4. The force F_{OT} that tension of the guy at rated load, is transformed into a compressive force at a minimum operating radius. The force N_C , which presses the jib, increases in maximum operating radius.

Abstract ideal trajectories and real trajectories of the cargo for both types of gantry cranes are shown in Fig. 6. It is seen that the maximum displacement from the ideal trajectory is at maximum operating radius. For KPP it response to data in [4]. The cargo’s actual trajectories are reached when the displacement graphs of the level-luffing jib system individual components shown in Fig. 5 are integrated and when they combine with the elongation of hoisting wire ropes.

Graphs of the changing of force in the rack for gantry crane KPP (Fig. 8) show that this parameter is insensitive to deformations and displacements caused by forces acting on the level-luffing jib system which are shown in Fig. 2, Fig. 3, and Fig. 4.

On the same plot (Fig. 8) the graphs of change of force in the rack for gantry crane SOKOL are shown as well. They show us that the level-luffing jib system is sensitive to deformations and displacements caused by forces acting on it, which are shown in Fig. 2, Fig. 3 and Fig. 4. It can be seen that when taking into account the deformations and displacements, the rack force is increasing at maximum operating radius and decreasing at average or minimum radius.

The elasticity of the elements of the level-luffing jib system affect on important operational, structural and technological parameters of this system. This is illustrated by the graphs in Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7 and Fig. 8.

Studies in this article were conducted under the condition that the gantry crane KPP operates with load 20 t and the gantry crane SOKOL - with 16 t load. This is the maximum load allowed for maximum operating radius for both types of gantry cranes.

In the present study a new program in MATLAB is used which takes into account displacements on top of the jib arm O_X , those on top of the jib O_C and elongation of the guy O_T of the level-luffing jib system altogether. The influence of any relocation will be studied separately in future studies.

Conclusion

1. The study of the elasticity of the level-luffing jib system elements is conducted for the first-time. We solved the problem by the practical application of new methodology in MATLAB. The results are shown in graphical form using the excellent capabilities of MATLAB.

2. Thanks to MATLAB, a new advanced program has been created, with the help of which new calculations of the boom system have been made, taking into account the elasticity of the links. The results obtained are presented in a form convenient for perception and analysis.

3. The increased displacement of the cargo from an ideal trajectory at maximum operating radius should be considered in the operating instructions for operators of the gantry cranes. The operators should be paying attention to the additional distance between the moving cargo and fixed objects. This will ensure safety at work.

4. The elasticity of the gantry crane level-luffing jib system elements should be studied and taken into account in the design, because it influences on important operational, structural and technological parameters. This will help to create modern and promising optimal metal structures of level-luffing jib systems and will help to select optimal electric motors.

5. In future research when determining the actual operating parameters of the level-luffing jib system, the following on will be taking into account additionally: 1) Displacing the point of attachment of the guy to the column; 2) Displacing the point of attachment of the jib to the column; 3) Displacing the point of attachment of the rack to the column and the presence of a damper which is installed on the rack. The impact of any relocation will be studied separately.

REFERENCES

1. Bargazov, E., T. Uzunov, O. Alipiev, D. Bortyakov. A comparative study of gantry cranes level-luffing jib systems. Reports Awarded with "Best Paper" Crystal Prize. University of Ruse Publishing Center. 2016. ISSN 1311-3321.

2. Баргазов Е, Т. Узунов, О. Алипиев и Д. Бортыakov. Изследване на влиянието на дължината на хобота върху работата на порталните кранове.// Машиностроение и машинознание, 2017, брой 118, стр. 106-110, ISSN 1312-8612.
3. Бортыakov Д.Е. Орлов А.Н. Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны. СПб.: Изд-во Политехн. университета, 2009. –160 с.
4. Брауде В.И., Тер-Мхитаров М.С. Системные методы расчета грузоподъемных машин. Л.: Машиностроение, 1985. - 181с.
5. Серлин Л.Г., Орлов А.Н. Оптимизация крановых конструкций и их автоматизированное проектирование. Учебное пособие. Л.: Из-во ЛПИ, 1987.- 85с.
6. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: Учебное пособие. - СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
7. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин: учебник / С.А. Соколов. – СПб. : Политехника, 2011. – 450 с.
8. Справочник по кранам. Т.1/ Под ред. М.М. Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988.- 536 с.
9. Справочник по кранам. Т.2/ Под ред. М.М. Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988.- 559 с.
10. www.bortyakov.ratte.ru

Д.Е. Бортыakov¹, Т.И. Узунов², О.Л. Алипиев², Е.И. Баргазов²

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ЭЛЕМЕНТОВ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ ИСПОЛЬЗУЯ МАТЛАБ

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

²Русенски Университет, Русе България

Аннотация

В данной работе представлено исследование деформаций и прогибов элементов стреловых систем порталных кранов и их влияние на конструктивные и эксплуатационные параметры, на проектирование и работу порталных кранов. Используются универсальные и современные математические модели и методы расчета. На их основе создана новая программа в MATLAB. Показано соответствие полученных результатов с реальными условиями работы на примерах двух типов конструкций систем изменения вылета (СИВ) порталных кранов. Несмотря на разные методы проектирования и расчета хронологически сложившихся при изготовлении этих систем в докомпьютерную эру и на заре становления компьютерной эры, обе

СИВ имеют достаточно продвинутые конструктивно-технологические и эксплуатационные характеристики, что позволяет им оставаться актуальными и сегодня.

Ключевые слова: Компьютерные системы и технологии, Математические модели, MATLAB, Система изменения вылета, Портальные краны, Перемещения, Упругость, Деформации.

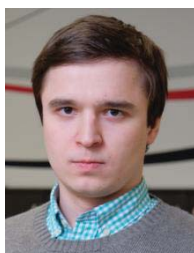
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Bargazov, E., T. Uzunov, O. Alipiev, D. Bortyakov. A comparative study of gantry cranes level-luffing jib systems. Reports Awarded with "Best Paper" Crystal Prize. University of Ruse Publishing Center. 2016. ISSN 1311-3321.
- [2] Баргазов Е, Т. Узунов, О. Алипиев и Д. Бортыков. Изследване на влиянието на дължината на хобота върху работата на порталните кранове. // Машиностроене и машинознание, 2017, брой 118, стр. 106-110, ISSN 1312-8612.
- [3] Бортыков Д.Е., Орлов А.Н. Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны. СПб.: Изд-во Политехн. университета, 2009. –160 с.
- [4] Брауде В.И., Тер-Мхитаров М.С. Системные методы расчета грузоподъемных машин. Л.: Машиностроение, 1985. - 181с.
- [5] Серлин Л.Г., Орлов А.Н. Оптимизация крановых конструкций и их автоматизированное проектирование. Учебное пособие. Л.:Из-во ЛПИ, 1987.- 85с.
- [6] Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: Учебное пособие. - СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
- [7] Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин: учебник / С.А. Соколов. – СПб. : Политехника, 2011. – 450 с.
- [8] Справочник по кранам. Т.1/ Под ред. М.М. Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988.- 536 с.
- [9] Справочник по кранам.Т.2/ Под ред. М.М. Гохберга. - Л.: Машиностроение, 1988.- 559 с.
- [10] www.bortyakov.ratte.ru

МЕСТНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ КРИВОЛИНЕЙНЫХ СТЕНОК КОРОБЧАТЫХ БАЛОК ПРИ СЖАТИИ С ИЗГИБОМ



¹Константин Павлович Манжула, д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (904)515-6192, E-mail: conpaman@gmail.com.



²Александр Владимирович Наумов, аспирант
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)368-9874, E-mail: skisk8fmx@gmail.com

Аннотация

В работе проведен анализ коробчатых балок с криволинейными стенками по обеспечению местной устойчивости при комбинированной нагрузке сжатия и изгибающего момента. С помощью полученных данных была найдена аналитическая зависимость для нахождения критических напряжений.

Ключевые слова: коробчатая балка с криволинейными стенками, местная устойчивость криволинейных пластин при сжатии с изгибом, метод конечных элементов, ANSIS, метод наименьших квадратов.

Local buckling of box-shaped beams with non-linear walls under compressing and bending load

Analysis of buckling stress due compressing and bending load for box-shaped beams with non-linear walls was performed. Based on experiment result equation for buckling stress value was found.

Key words: box-shaped beam with non-linear walls, local buckling, compressing and bending load, ASIS, FEM, least square method.

На данный момент самым частым решением для ездовых балок большинства мостовых конструкций, кранов пролетного типа являются коробчатые балки с прямолинейными стенками. Элементы таких балок являются технологичными по условиям изготовления и сборки, осуществляемой, как правило, при помощи сварки. Высокие стенки коробчатых балок часто не обеспечивают местную устойчивость в сжатой зоне. Поэтому их разделяют продольными (цифра 3 на рис. 1, *a*) и поперечными ребрами, а также диафрагмами (цифра 4 на рис. 1, *a*). Это мало увеличивает массу, но более значительно увеличивает трудоемкость и себестоимость изготовления балок, а также при тяжелых режимах циклического нагружения снижает их сопротивление усталости. Одним из способов сокращения количества дополнительных элементов в коробчатых балках является использование криволинейных или многогранных стенок (рис. 1, *б*) [1]. Такое конструкторское решение позволяет сократить количество диафрагм и продольных ребер, вводимых для обеспечения местной устойчивости.

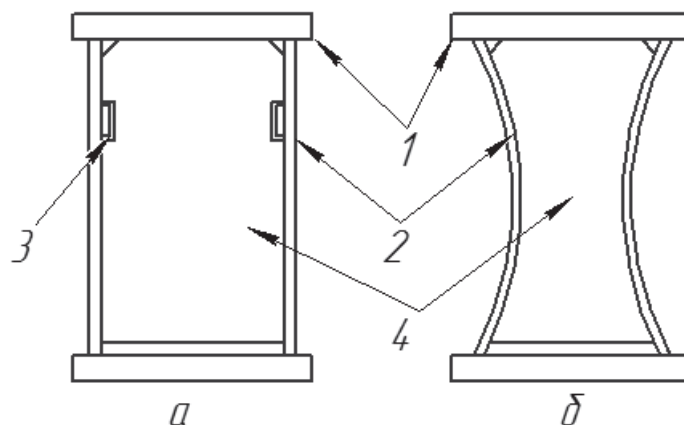


Рис. 1. *a* – коробчатая балка с прямолинейными стенками, *б* – коробчатая балка с криволинейными стенками. 1 – пояс, 2 – стенка, 3 – поперечное ребро, 4 – диафрагма.

Методы расчета критических напряжений потери местной устойчивости прямолинейных пластин достаточно хорошо разработаны и могут быть применимы к методу расчета криволинейных пластин. Они базируются на аналитических зависимостях и применении метода конечных элементов. Например, согласно стандарту ISO 20332:2016 [2] и ГОСТу 33169-2014 [3] подтверждение упругой устойчивости сложных тонкостенных конструкций целесообразно производить методом конечных элементов. Для подтверждения упругой устойчивости плоских пластин, являющихся элементами тонкостенных конструкций, могут быть использованы локальные модели пластин, закрепление которых характеризует их связь с соседними элементами конструкции. По предельным состояниям условие обеспечения местной устойчивости для

пластины, закреплённой по четырем сторонам (при условии, что касательные напряжения малы, и ими можно пренебречь) согласно [7] имеет вид

$$\left(\frac{\gamma_m \gamma_c \sigma_{1PC}}{\sigma_{cr}} \right)^q \leq 1,$$

где σ_{1PC} - расчетное значение напряжения, вычисленное по методике предельных состояний, σ_{cr} - критическое напряжение потери устойчивости, q – показатель степени, который равен $q = 0.8 + 0.15\gamma^3$, характер нагрузки пластины $\gamma = 1 - \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, $\gamma_m = 1$, $\gamma_c = 1$. Критическое напряжение находится

по формуле $\sigma_{kp} = k_s K_{so} (t/d)^2$, где k_s - коэффициент устойчивости, отражающий влияние условий закрепления и распределения напряжений по ширине пластины, K_{so} - коэффициент, имеющий размерность МПа, t – толщина пластины, d – высота пластины. Длина пластины учитывается при определении k_s [7].

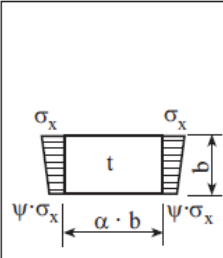
По допускаемым напряжениям стандарт LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services [4] условие обеспечения устойчивости (при условии, что касательные напряжения малы, и ими можно пренебречь) рекомендует записывать в виде

$$\left(\frac{S \cdot \sigma_x}{K_x \cdot R_{eH}} \right)^{e1} \leq 1,$$

где R_{eH} - предел текучести, σ_x - действующие напряжения, S – коэффициент запаса, K_x – коэффициент устойчивости, зависящий от геометрических параметров и характера нагружения (табл.1).

Таблица 1

Коэффициент устойчивости K_x [4]

	$1 \geq \psi \geq 0$	$\alpha > 1$	$K = \frac{8,4}{\psi + 1,1}$	$\kappa_x = 1$ for $\lambda \leq \lambda_c$
	$0 > \psi > -1$		$K = 7,63 - \psi (6,26 - 10 \psi)$	$\kappa_x = c \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{0,22}{\lambda^2} \right)$ for $\lambda > \lambda_c$
	$\psi \leq -1$		$K = (1 - \psi)^2 \cdot 5,975$	$c = (1,25 - 0,12\psi) \leq 1,25$
				$\lambda_c = \frac{c}{2} \left[1 + \sqrt{1 - \frac{0,88}{c}} \right]$

Данные методы не могут быть напрямую применимы к расчету балок с криволинейными стенками, так как критические напряжения потери устойчивости или коэффициенты устойчивости не учитывают радиус

кривизны. В настоящей работе анализируется устойчивость криволинейных стенок коробчатой балки (рис. 2, а), расположенных по центру балки. Центральная пластина испытывает сжатие с изгибом в верхней части. Касательные напряжения малы, поэтому ими можно пренебречь.

Оценка местной устойчивости стенок балок производилась в среде ANSYS Workbench [5]. Для этого были разработаны модели балок с криволинейными стенками (табл.2).

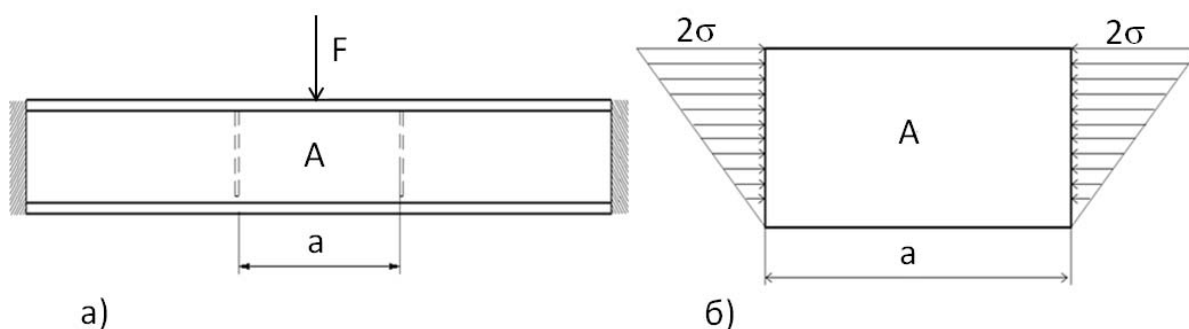


Рис. 2. Расчетная схема балки - а) и криволинейной пластины – б) на местную устойчивость

Таблица 2

Схемы сечений рассчитываемых моделей балок

Расчетная схема	Значения варьируемых параметров
	<p>$H = 1000, 1600, 2000$ мм</p> <p>$t_b = 10, 16, 20, 24$ мм</p> <p>$t_w = 6, 10, 12, 16$ мм</p> <p>$d = 400, 600, 800$ мм</p> <p>$R_w = 2000, 4000, 8000$ мм</p> <p>$a = 1000, 2000, 4000$ мм (рис. 2)</p>

Разработанные модели балок испытывают нагрузку по концам, как показано на рис.2,б. Исследование местной устойчивости криволинейных стенок коробчатых балок, нагруженных только изгибом, рассмотрено в работе [8]. Минимальный радиус криволинейной стенки выбирался из условия интерференции, то есть при значении $R_w < 2000$ мм происходит соприкосновение или пересечение стенок, что не может быть осуществлено на реальной конструкции. В качестве входного параметра выбирался радиус кривизны стенки, а выходным параметром являлась критическая сила [6].

После создания сетки элементов, минимальный размер которых составил 55 мм, были произведены расчеты на местную устойчивость для балки с криволинейными стенками (Рис. 3, а). По полученным эпюрам определяется место потери устойчивости стенки стандартной балки. Оно находится под точкой приложения силы. В балке с криволинейными стенками место потери устойчивости сдвинуто к верхнему поясу (Рис. 3, б), что в балках с прямолинейными стенками, характерно при укреплении их продольными ребрами.

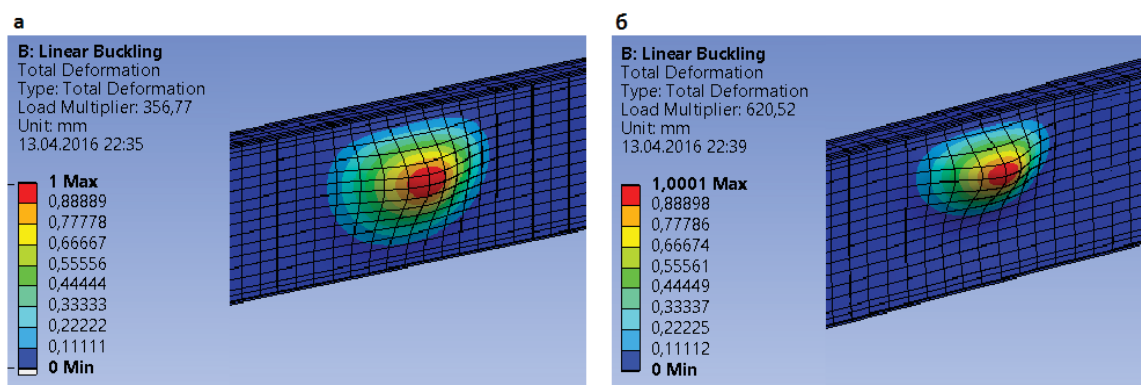


Рис. 3. Эпюры перемещений при потере местной устойчивости

Закономерности влияния отдельных варьируемых параметров балки на значения критических местных напряжений показаны на рис. 4.

Было посчитано 240 балок, для построения зависимости критических напряжений местной устойчивости от геометрических параметров. Полученные результаты могут быть аппроксимированы зависимостью

$$\sigma_{cr} = A_0 \cdot K_{S0} \left(\frac{t_b}{H} \right)^{a_1} \left(\frac{t_w}{H} \right)^{a_2} \left(\frac{R_w}{H} \right)^{a_3} \left(\frac{a}{H} \right)^{a_4} \left(\frac{d}{H} \right)^{a_5}, \quad (1)$$

где $K_{S0} = 0,76 \cdot 10^6$ – коэффициент имеющий размерность мПа [7]. Сначала надо найти параметры A_0 , a_i . Для определения параметров A_0 , a_i зависимость (1) представим в виде

$$\log \sigma_{cr} = \log \left(A_0 \prod_{i=1}^N X_i^{a_i} \right) = \log A_0 + \sum_{i=1}^N a_i \cdot \log X_i, \quad (2)$$

где X_i отношения геометрических параметров, например $X_1 = \frac{t_b}{H}$, $X_2 = \frac{t_w}{H}$, ...

Представляя $\log Y = \tilde{y}$, $\log A_0 = a_0$, $\log X_i = \tilde{x}_i$ получим зависимость (2) в виде

$$\tilde{y} = a_0 + a_1 \tilde{x}_1 + a_2 \tilde{x}_2 + \dots + a_N \tilde{x}_N = a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \tilde{x}_i \quad (3)$$

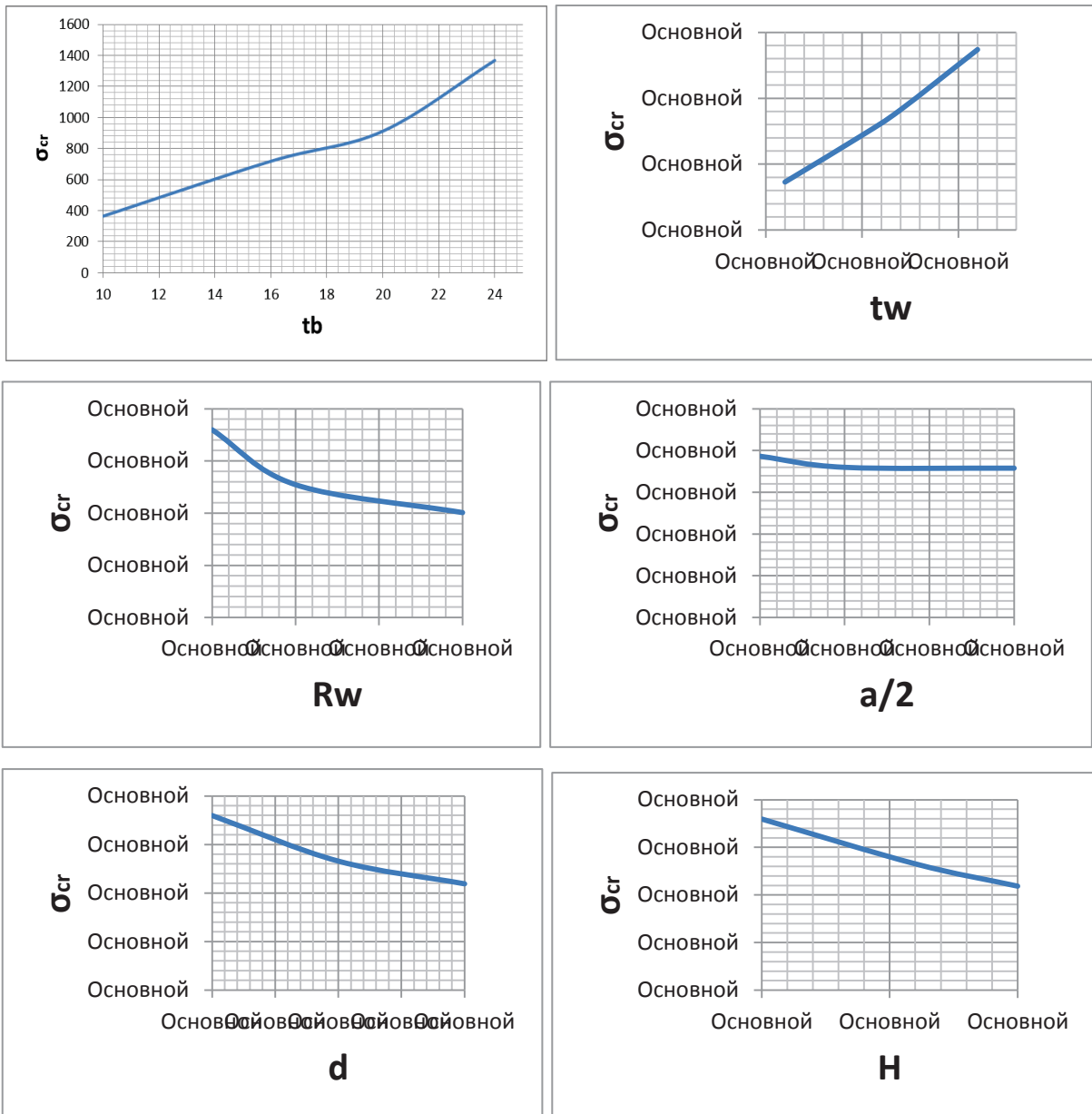


Рис. 4. Влияния отдельных варьируемых параметров балки на значения критических местных напряжений

Уравнение (3) может быть решено с помощью метода наименьших квадратов. Этот метод основывается на том, что разность между значениями напряжений y_m , которые были найдены с помощью ANSYS, и значений напряжений \tilde{y}_m , которые могут быть найдены из уравнения (3), должна стремиться к нулю:

$$\Delta = \frac{1}{n} \sum_{m=1}^n (y_m - \tilde{y}_m)^2 = \frac{1}{n} \sum_{m=1}^n \left(y_m - \left(a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \tilde{x}_{im} \right) \right)^2 \rightarrow \min, \quad (4)$$

где n количество расчетных схем, просчитанных в ANSYS. Решение уравнения (4) – частная производная, равная нулю.

$$\frac{\partial F}{\partial a_{0,i}} = 0.$$

Применение решения о всем параметрам a_i дает систему уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial F}{\partial a_0} = \sum_{m=1}^n \left(y_m - \left(a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \tilde{x}_{im} \right) \right) = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial a_1} = \sum_{m=1}^n \left(\left(y_m - \left(a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \tilde{x}_{im} \right) \right) \cdot \tilde{x}_{1m} \right) = 0 \\ \dots \dots \dots \\ \frac{\partial F}{\partial a_i} = \sum_{m=1}^n \left(\left(y_m - \left(a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \tilde{x}_{im} \right) \right) \cdot \tilde{x}_{im} \right) = 0 \\ \dots \dots \dots \\ \frac{\partial F}{\partial a_N} = \sum_{m=1}^n \left(\left(y_m - \left(a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \tilde{x}_{im} \right) \right) \cdot \tilde{x}_{Nm} \right) = 0 \end{array} \right. \quad (5)$$

или в матричной форме $\tilde{Y} = A \cdot \tilde{X}$, где

$$\tilde{Y} = \begin{pmatrix} \sum_{m=1}^n y_m \\ \sum_{m=1}^n y_m \tilde{x}_{1m} \\ \sum_{m=1}^n y_m \tilde{x}_{2m} \\ \dots \\ \sum_{m=1}^n y_m \tilde{x}_{Nm} \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ \dots \\ a_N \end{pmatrix}, \quad \tilde{X} = \begin{pmatrix} \sum_{m=1}^n 1 & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{1m} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{2m} & \dots & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{Nm} \\ \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{1m} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{1m} \tilde{x}_{1m} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{1m} \tilde{x}_{2m} & \dots & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{1m} \tilde{x}_{Nm} \\ \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{2m} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{2m} \tilde{x}_{1m} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{2m} \tilde{x}_{2m} & \dots & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{2m} \tilde{x}_{Nm} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{Nm} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{Nm} \tilde{x}_{1m} & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{Nm} \tilde{x}_{2m} & \dots & \sum_{m=1}^n \tilde{x}_{Nm} \tilde{x}_{Nm} \end{pmatrix}.$$

Из решения $\tilde{Y} = A \cdot \tilde{X}$ параметры a_i могут быть найдены как $A = \tilde{X}^{-1} \cdot \tilde{Y}$.

Все расчеты производились в среде MathCad, результаты представлены в таблице 3.

Таблица 3

Значения параметров a_i					
a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
-0,024	-0,073	1,482	-0,506	-0,132	0,724

С учетом значений коэффициентов a_i уравнение (1) представляется в виде

$$\sigma_{cr} = \frac{2.68 \cdot K_{s0} \cdot \left(\frac{t_b}{H}\right)^{1.482} \cdot \left(\frac{t_w}{H}\right)^{0.724}}{\left(\frac{R_w}{H}\right)^{0.073} \cdot \left(\frac{a}{H}\right)^{0.506} \cdot \left(\frac{d}{H}\right)^{0.132}} \quad (6)$$

Ошибка зависимости (6) может быть найдена как

$$\delta_{\sigma} = \frac{\sigma_{ansys} - \sigma_{cr}}{\sigma_{ansys}} \cdot 100\%$$

Средняя ошибка зависимости (6) равняется 7.3%.

Результаты исследований местной устойчивости криволинейных стенок в составе коробчатой балки показывают:

- что они обладают повышенным сопротивлением потере местной устойчивости по сравнению с прямыми стенками;
- увеличение кривизны стенки приводит к смещению зоны потери устойчивости к верхнему поясу;
- увеличение кривизны стенки повышает ее устойчивость при действии напряжений сжатия с изгибом.
- зависимость (6) может использоваться для оценки критических местных напряжений потери устойчивости в указанном диапазоне варьирования параметров балки (табл.2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кулькова Н. Н. Особенности напряженно-деформированного состояния элементов крановой коробчатой балки при расчете стенок в закритической области. Тр ВНИИПТмаш, 1981.
2. ISO 20332:2016 – Cranes: proof of competence of steel structures. – ISO/TC 96/SC 10

3. ГОСТ 33169-2014 – Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. – М.: Стандартиформ, 2015
4. LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services
5. Басов К.А., Справочник по ANSYS, учеб. пособие. / Басов К.А., - Москва.: Изд-во ДМК-ПРОСС, 2005.
6. Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, О.В. Грановский Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий: учеб. пособие / Ю.П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. –Москва.: Изд-во Наука, 1976.
7. Соколов С.А., Металлические конструкции подъемно-транспортных машин, учеб. пособие. / Соколов С.А., - СПб.: Изд-во Политехника, 2005.
8. Манжула К.П., Наумов А.В. Влияние кривизны стенок коробчатых балок на местную устойчивость Современное машиностроение: наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции/ под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 1445 с. С. 841-847.

REFERENCES

- [1] Kulkova N.N., Stress-strain behavior aspects of crans beams. VNIPTmash, 1981.
- [2] ISO 20332:2016 – Cranes: proof of competence of steel structures. – ISO/TC 96/SC 10.
- [3] GOST 33169-2014 – Cranes. Metal structures. Confirmation of load capacity. – М.: Standardform, 2015.
- [4] LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services.
- [5] Basov K.A., Guide of ANSYS, Moscow.: DMK-PROSS, 2005.
- [6] Adler U.P, Markov E.V., Granovskiy O.V. Planning of experiments – Moscow, Sciences, 1976.
- [7] Sokolov S.A., Metal structures of lifting and transportable machines, Saint-Petersburg 2005. – 423p.
- [8] Manzhula K.P. Naumov A.V. Influence of beams walls flection radius to local buckling. Modern machinebuilding, 2016.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ШУМА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН



¹Рустем Лукманович Сахапов,
Казанский государственный архитектурно-строительный
университет
Россия, Казань
Тел.: (8987)296-9119, E-mail: rustem@sakhapov.ru.



²Марат Мансурович Махмутов
Казанский государственный архитектурно-строительный
университет
Россия, Казань
Тел.: 89503277930, E-mail: maratmax@yandex.ru

Аннотация

В данной статье описаны результаты негативного воздействия на операторов и других участников производства шума, создаваемого строительными машинами, а также приводятся наиболее эффективные современные способы снижения данного шума.

Ключевые слова: строительные машины, экологичность, нетрудоспособность, глушитель, процесс впуска.

Введение

Не секрет, что любая техника, использующая в качестве источника энергии двигателя внутреннего сгорания, создает значительные уровни звука, причем, чем выше мощность данного двигателя, тем более интенсивный шум им генерируется. Из-за этого, в настоящее время, наиболее шумными признаются энергонасыщенные строительные машины (СМ)[2, 3].

Повышенные уровни звука, создаваемые строительными машинами, оказывают серьезное влияние на всех участников производственного

процесса, а также на производителей шумной техники.

Самое неблагоприятное воздействие оказывается на операторов, непосредственно взаимодействующих с техникой. У них повышается риск возникновения профессиональных заболеваний (нейрогуморальной тугоухости), повышается риск возникновения заболеваний сердечнососудистой, пищеварительной и нервной систем, а также снижается общая безопасность труда. Согласно статистическим данным 56,5% из общего числа профессиональных заболеваний выпадает на долю операторов строительных машин, а интенсивный показатель выявляемости профпатологии в 3,8 раза превышает среднеотраслевой уровень. При этом строительная отрасль является самой неблагоприятной отраслью экономики по состоянию условий труда [1, 2]. Именно здесь регистрируется 42% из всех профессиональных травм по стране, потери трудоспособности в человеко-днях составляют около 40 % от потерь всех отраслей экономики.

Для работодателей высокий уровень шума используемой техники означает:

1. снижение производительности труда, вследствие быстрой утомляемости;
2. увеличение количества совершаемых ошибок;
3. снижение качества выполняемых операций в течение рабочего дня;
4. увеличение выплат по нетрудоспособности;
5. снижение престижности профессии.

По данным Алексеева С.П. под действием длительного систематического интенсивного шума производительность труда на ряде производств снижается до 60%, а число ошибок, допускаемых в расчетных работах, увеличивается более чем на 50% [2]. Негативное влияние шума на производительность проявляется уже при уровнях звука 70-72 дБА. Установлено, что снижение шума на 1-2 дБА вызывает прирост производительности на ~1%. Согласно исследованиям немецких ученых снижение на 10 дБА уровня шума, воздействующего на машиниста экскаватора, повышает производительность его труда на 7%.

Для производителей высокий уровень шума указывает на низкую экологичность, эргономичность, а как следствие сниженную конкурентно-способность разрабатываемых образцов.

Для того, чтобы определить наиболее эффективный способ снижения шума, генерируемого строительными машинами, необходимо проанализировать основные источники его возникновения.

Уровни звука, генерируемые орудиями различного назначения, зависят от наличия у них активных органов, использующих энергию трактора. Уровни звука, создаваемые большинством навесных орудий незначительны по сравнению с уровнями, генерируемыми трактором.

Обратная ситуация возможна только если у орудия имеется автономный источник энергии, например как у газоструйной снегоочистительной машины. Необходимо учитывать, что таких машин немного и используются они очень редко. Следовательно, главные источники шума, создаваемого строительными машинами, расположены на тракторе (рис.1).

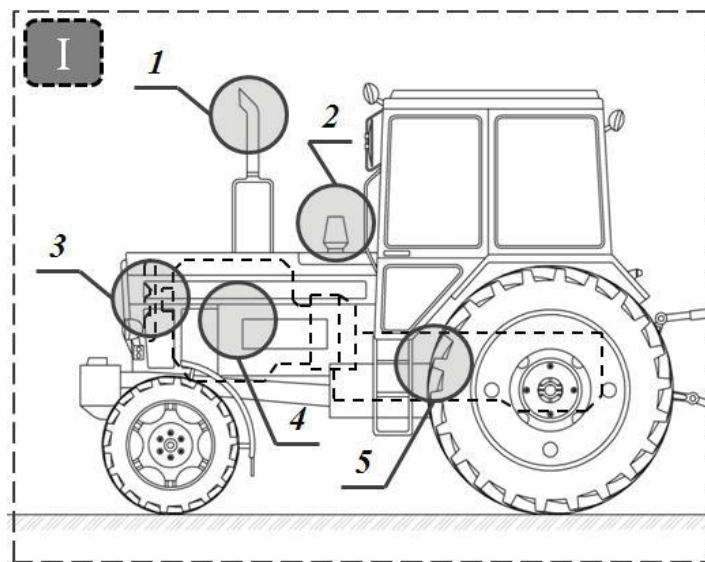


Рис. 1. Основные источники шума строительных машин

Основные источники шума тракторов [4]:

1. процесс выпуска;
2. процесс впуска;
3. вентилятор системы охлаждения;
4. двигатель;
5. трансмиссия.

Первые три источника генерируют аэродинамический шум, последние – механический. Анализ литературных источников по борьбе с шумом двигателей внутреннего сгорания показывает, что у авторов нет единого мнения по поводу того какой из источников доминирует.

Одни отдают первенство шуму, излучаемому двигателем и распространяемому структурному шуму. Данный вид шумов возникает в основном из-за деформации стенок камеры сгорания в процессе сжатия, сгорания или расширения, приводящей к колебаниям наружных стенок двигателя. Также на общее акустическое поле строительными машинами оказывает влияние опрокидывающий момент двигателя [10, 11], приводящий к распространению по конструкции вибраций и возникновению структурного шума. В автотракторных двигателях мгновенные значения уровня звукового давления при осуществлении процесса наполнения достигают 115 - 120 дБ [9].

Большинство исследователей сходятся во мнении, что при отсутствии или установке неэффективных глушителей шум, создаваемый в процессе выпуска отработавших газов, будет определять акустическое поле трактора во всем диапазоне звуковых частот. По мнению Разумовского М.А. исключение шумов процессов впуска и выпуска, при отводе отработавших газов и воздуха через трубы практически полностью решает задачу уменьшения низко- и среднечастотного шума двигателей.

Проведенные замеры внешнего шума пяти марок современных тракторов доказывают правоту последних авторов. Основным источником шума следует признать процесс выпуска отработавших газов. В настоящее время имеется множество конструктивных решений, позволяющих снизить шум выпуска, большинство из которых можно объединить в следующие направления:

1. уменьшение шумообразования в процессе выпуска;
2. уменьшение шума, излучаемого выпускной системой.

Уменьшение шумообразования в источнике достигается в основном за счет усовершенствования газораспределительного механизма двигателя. Одним из таких решений является применение в выпускном канале 2-х клапанов с разными фазами открытия. Один из клапанов открывается раньше и выходящая из него струя газов дросселирует выпуск из второго клапана, уменьшая тем самым уровень шума выпуска.

Более перспективным решением является оптимизация формы выпускного тракта в зоне седла и клапана двигателя, направленная на уменьшение скорости истечения газов в полость выпускного канала. Суть решения заключается в спрофилированном соответствующим образом выпускном клапане и начальном участке канала. Эффективностью применения данного решения является снижение шума на ~2дБ в диапазоне частот до 500 Гц [3].

Другим видом исследований по этому направлению является оптимизация формы кулачков распределительного вала, определяющей закон движения клапанов по углу поворота коленчатого вала с целью снижения скорости рабочего тела в проходных сечениях [10]. Результатом является снижение уровня шума на 2 дБ при 1200 об/мин и на 4 дБ при 3000 об/мин.

Ко второму направлению борьбы с шумом процесса выпуска следует отнести использование глушителей, применение выпускных коллекторов с равной длиной рукавов, использование высокочастотных глушителей в каждом цилиндре и др.

Наиболее эффективным способом снижения шума выпуска до сих пор остается применение различного рода глушителей. Результаты исследований снижения шумообразования в источнике в настоящее время не позволяют создать двигатель, не нуждающийся в глушителе. В то же

время, для двигателя с уменьшенным шумообразованием снижается и необходимая эффективность глушителя, поэтому даже частичные результаты в этом направлении могут быть полезны.

Глушитель – это устройство, служащее для преобразования энергии, устанавливаемое в конце газораспускного тракта с целью снижения шума [5].

Результат обобщения классификаций глушителей представленных в различных литературных источниках показан ниже (рис. 2).

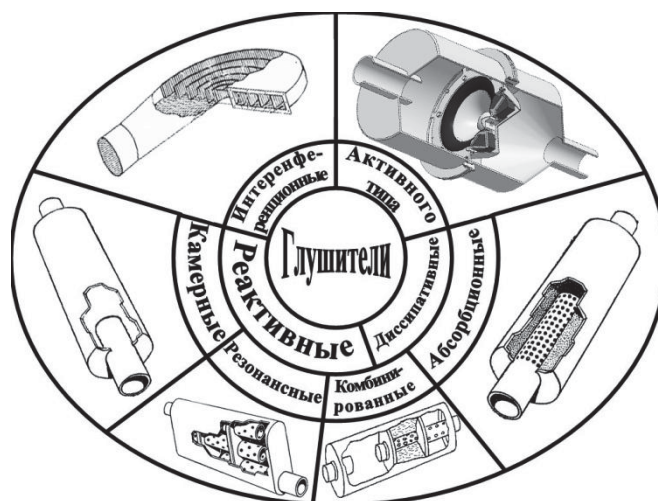


Рис. 2. Классификация глушителей шума процесса выпуска

Если у автомобилей выхлоп осуществляется в задней стороне транспортного средства, при этом газы проходят через длинную выпускную систему, то для тракторов характерно расположение глушителя непосредственно перед кабиной, вблизи оператора. Это обусловлено требованиями по пожарной безопасности при работе в поле и предъявляются определенные требования к их эффективности [7, 8].

Наибольшей эффективностью при снижении низкочастотного шума обладают системы активного шумоподавления. Работа простейшей системы активного шумоподавления с передней связью заключается в следующем. Микрофон, установленный на пути звуковой волны, обнаруживает шум и подает пропорциональный входной сигнал электронной системе, где он обрабатывается и отправляется в громкоговоритель, который генерирует обратную звуковую волну, интерферирующую с исходной, с взаимным их аннулированием. На практике возможно достижение значительного ослабления до ~ 50дБ [12, 13].

На рисунке 3 изображен общий вид глушителя активного типа, использующего систему активного шумоподавления.

Глушитель активного типа содержит корпус, состоящий из фронтальной 2 и тыловой 6 частей, динамика 4, подвес 11 которого

выполнен в виде гофрированной металлической мембраны, а диффузор 12 покрывается тонким слоем полимерной пленки, устойчивой к воздействию высоких температур, располагающегося на опорной пластине 3 и снабженного кожухом 5, входного датчика 1 и датчика ошибки 7, блока управления 8 и отвода 9, соединяющего полость 10 между тыловой частью динамика и защитным кожухом с впускным коллектором двигателя [14].

Глушитель активного типа работает следующим образом. Шум, создаваемый потоком газов при выхлопе, улавливается входным датчиком 1, который поставляет сигналы к блоку управления, где сигнал оцифровывается и обрабатывается по заложенному в процессор адаптивному алгоритму FxLMS, затем он усиливается и подается в активный динамик 4. Сигнал, подаваемый в динамик 4 должен создавать звуковую волну равнозначную шуму по амплитуде, но противоположную по фазе, вследствие чего происходит интерференция и аннулирование волн [16].

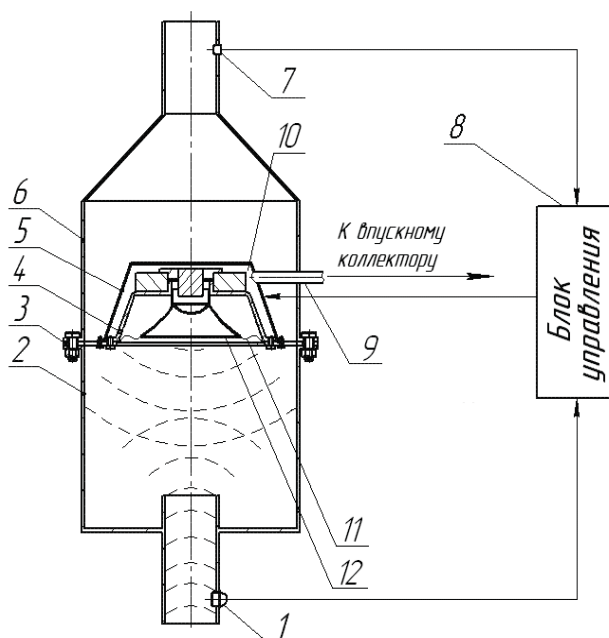


Рис. 3. Глушитель шума активного типа

Датчик ошибки 7 необходим для корректировки вектора весовых коэффициентов адаптивного фильтра, заложенного в процессор, на каждой итерации. Блок управления состоит из кодека, процессора цифровой обработки сигнала, flash памяти с основной программой, усилителя для динамика, двух предусилителей для микрофонов и блока питания. Через отвод 9 звуковые колебания, образуемые тыльной стороной динамика [17], передаются во впускной коллектор двигателя.

При работе активный динамик фронтальной частью образует сигнал, который должен аннулировать шум выхлопа, одновременно тыльной

стороной генерирует обратный сигнал в противоположном направлении. Эти обратные сигналы используются для активного подавления шума образуемого процессом впуска, посредством соединения полости между тыльной стороной динамика и кожухом с впускным коллектором двигателя. Длина соединительного патрубка определяется экспериментально для достижения наилучших результатов глушения.

В сравнении с используемыми на тракторах различных марок серийными глушителями данный глушитель обладает незначительным противодавлением, более высокой эффективностью в низкочастотном диапазоне, удобством при ремонте и обслуживании, а также позволяет одновременное снижение шума процесса впуска свежего заряда.

В настоящее время подобраны наиболее подходящие типы активных компонентов, созданы и испытываются различные адаптивные алгоритмы, закладываемые в блок управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абсалямова С. Г., Сахапов Р. Л. Глобальное партнерство в сфере трансфера технологий как фактор сокращения инновационного разрыва // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2013. № 3 (25). С. 193–198.
2. Алексеев С.П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотилов. - М.: Машиностроение, 1970. - 208 с.
3. Габдуллин Т. Р., Загретдинов Р. В., Сахапов Р. Л. Моделирование систем управления дорожно-строительной техникой. Известия Самарского научного центра РАН, 2014, т.16, № 1(2). С. 394-396.
4. Гильман Л.С. Снижение уровня шума, возникающего в процессе выпуска дизелей / Л.С. Гильман. – Дис. канд. техн. наук.- Харьков, 1984. – 176 с.
5. Дорофеев И. Н. Безопасность жизнедеятельности в СТРОИТЕЛЬНАЯ ОТРАСЛЬ России: состояние и тенденции / И.Н. Дорофеев, В.М. Михайлов, В.П. Паракин, В.И. Попадейкин // Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – 2006. - №7. – С. 9-11.
6. Евтюков С. А. Строительно-дорожные машины: Учеб. пособие / С.А. Евтюков, С.А. Рысс-Березарк, Я. Райчык; М-во образования Рос. Федерации, С.-Петербург. гос. архит.-строит. ун-т, С.- Петерб. гос. архит.-строит. ун-т. СПб.: СПбГАСУ, 2001. - 180 с.
7. Защита окружающей среды, которая себя окупает. Хозяйственные преимущества защиты от шума. (Umweltschutz, der sich bezahlt macht. Wirtschaftliche Vorteile durch sekundären Schallschutz.) Braun, W., Druck Print., 1994, (7), 42-43.

8. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник.- М.: Университетская книга, Логос, 2008.- 424с.
9. Луканин В.Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Луканин. – М.: Машиностроение, 1971. – 271 с.
10. Макаревич П.С. Повышение технического уровня четырехтактных дизелей снижением скорости рабочего тела в проходных сечениях клапанов / П.С. Макаревич. – Дис. канд. техн. наук. – Челябинск, 2006. – 224 с.
11. Махмутов М.М. Определение передаточной и переходной функций ходовой системы картофелеуборочного агрегата // Техника и оборудование для села, 2013, № 5 (191). – С. 21-23.
12. Махмутов М.М. Оптимизация параметров конусности стойки устройства противоскольжения // Тракторы и сельхозмашины, 2013, № 6. – С. 31-33.
13. Шлепетинский А. Ю., Манжула К.П. Объемная модель для определения коэффициентов интенсивности напряжений в сварных соединениях грузоподъемных машин // Современное машиностроение. наука и образование: материалы 2-й Международной научно-практической конференции / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 438-444 с.
14. Опасности для здоровья от шума. (Gesundheitsgefahren durch Larm.) Rebentisch, E., Lange-Asschefeld, H., Ising, H., BGA-Schriften, 1994, (1), 1-114.
15. Строительная, дорожная и специальная техника: Краткий справочник/ Манаков Н.А., Глазов А.А., Понкратов А.В. и др. -М.: АО «Промтехника», 1996. – 298 с.
16. Яруллин М.Г., Галиуллин И.А. Определение крутящего момента на ведущем звене шестизвенных пространственных механизмов // Современное машиностроение: наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции / под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 287-296.
17. Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. Journal of Physics: Conference Series. 2016. T. 738. № 1. p. 121-119.

R.L. Sakhapov, M.M. Makhmutov

ANALYSIS OF METHODS OF REDUCTION OF NOISE OF CONSTRUCTION MACHINERY

Abstract

This article described results of negative impact on operators and other participants of production the noise created by tractors, and also the most effective modern modes of drop of this noise are given.

Key words: construction machinery, environmental protection, disability, muffler, intake process.

REFERENCES

- [1] Absalyamova S. G., Sakhapov R. L. Global partnership in the field of technology transfer as a factor of reduction of the innovation gap // *Izvestiya KGASU*. 2013. № 3 (25). P. 193–198.
- [2] Alekseev S. P. Control of noise and vibration in engineering / S. P. Alekseev, A. M. Kazakov, N. N. Kolotilov. - M.: Mashinostroenie, 1970. - 208 p.
- [3] Gabdullin T. R., Zagretidinov R. V., Sakhapov R. L. the Modeling of control systems of road-building equipment // *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra RAN*. 2014. vol. 16. № 1 (2). P. 394-396.
- [4] Gilman, S. L. Reducing the level of noise arising in the process of production of diesel / L. S. Gilman. Dis. Cand. tech. Sciences.- Kharkov, 1984. – 176 p.
- [5] Dorofeev I. N. Safety in the activity of construction industry of Russia: condition and tendencies / I. N. Dorofeev, V. M. Mikhailov, V. P. Parkin, V. I. Papadakis // *health and safety in agriculture*. – 2006. - No. 7. – P. 9-11.
- [6] Evtukov S. A. Construction machinery: Proc. a manual / S. A. Evtukov, S. A. Ryss-Berserk, J. Rychik; M-education Grew. Federation, St. Petersburg. state architectural.-builds. University, St. Petersburg. state architectural.-builds. UN-so-SPb.: SPSAEU,2001. - 180 p.
- [7] Environmental protection that pays for itself. Economic benefits of protection against noise. (Environment, der Sich bezahlt Macht. Wirtschaftliche Vorteile durch sekundaren Schallschutz.) Brown, W" Druk Print., 1994, (7), 42-43 p.
- [8] Ivanov N. And. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: a tutorial.- Moscow: Universitetskaya kniga, Logos, 2008.- 424p.
- [9] Lukanin V. N. Noise of automotive internal combustion engines / V. N. Lukanin. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 271 p.
- [10] Makarevich P. S. improve the technical level of a four-stroke diesel engines reduce the speed of the working fluid in the through passage cross-sections

- of valves / P.S. Makarevich. Dis. Cand. tech. Sciences. – Chelyabinsk, 2006. – 224.
- [11] Makhmutov M. M. Determination of the transfer and transition functions running system potato unit // *Technica i oborudovanie dlya sela*. 2013. № 5 (191). P. 21-23.
- [12] Makhmutov M. M. Optimization of parameters of taper of the strut device chains // *Tractori i chelhozmachinye*. 2013. № 6. P. 31-33.
- [13] Slatinski A. Y., Manjula K.P. Three-dimensional model to determine the stress intensity factors in welded joints of lifting machines // *MODERN mechanical ENGINEERING. SCIENCE AND EDUCATION: materials of 2nd International scientific-practical conference / under the editorship of M. M. Radkevich, And A. N. Evgrafova*. – SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. University press, 2012. –P.438-444.
- [14] Health risks from noise. (Gesundheitsgefahren durch Larm.) Rebentisch, E., Lange-Asschefeld, H., Ising, H., BGA-Schriften, 1994, (1), 1-114.
- [15] Construction, road and special machinery: a short guide/ Manakov N. A. Glazov A. A., Pankratov A.V. and others-M.: JSC "promtehnika", 1996. – 298 p.
- [16] Yarullin M. G., Galiullin I. A. Determination of the torque on the master link of the six-membered spatial mechanisms // *Modern engineering: science and education: materials of the 5th International scientific-practical conference / ed.Evgrafova A. A. Popovich*. – SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. University press, 2016. – P. 287-296.
- [17] Sakhapov R.L., Nikolaeva R.V., Gatiyatullin M.H., Makhmutov M.M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2016. T. 738. № 1. p. 121-119.

С. В. Никитин

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЮ НЕПРИВОДНОЙ ТЕЛЕЖКИ ПРИ ПОМОЩИ РАСШИРЕННОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ



Сергей Васильевич Никитин, к.т.н., ассистент
Санкт-Петербургский государственный политехнический
университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: sergey_nikj@mail.ru

Аннотация

Предложена методика учета различных видов трения неприводного колеса в численных моделях машин, которая позволяет симулировать движение с проскальзыванием или блокировкой колес. Подобраны коэффициенты трения для симуляции, при помощи предложенной методики, движения тележки лабораторной установки.

Ключевые слова: модель, тележка, коэффициент трения, силы сопротивления, неприводные колеса.

В промышленности и транспорте применяются машины, ходовыми частями которых являются колеса. Это тележки на канатной тяге башенных кранов, тележки вагонов подвижных составов, узлы тележечных конвейеров и каретки подвесных конвейеров, механические элементы оргтехники и некоторые другие механические системы.

При расчете этих машин, для определения сопротивлений передвижению (W) пользуются хорошо зарекомендовавшей себя упрощенной методикой [1, 2], считая, что машина движется, а колеса катятся без проскальзывания:

$$W = N \cdot K \cdot \frac{(\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f)}{D_{к}},$$

где параметрами являются сила давления на колесо (N), диаметры колеса ($D_{к}$) и цапфы ($d_{ц}$), коэффициент трения в подшипниках цапфы ($\mu_{ц}$),

коэффициент трения качения колеса (f) и коэффициент дополнительных потерь (K).

Однако в реальности колеса машин, как приводные, так и не приводные, работают в различных состояниях: состояние качения, скольжения по поверхности катания. Кроме того, не приводное колесо может быть заблокировано, если сопротивление в цапфе велико, а приводное – заторможено.

Эти состояния обычно не учитываются даже в расширенных моделях машин [3, 4, 5, 6, 7, 8]. Однако, возможность выявить их возникновения позволит более точно оценить рабочие параметры машин, а также детально исследовать процесс истирания колес и поверхностей катания вследствие их взаимного скольжения.

В данной статье рассмотрена модель неприводной тележки с колесами, которые, по причине их различия, различия нагруженности и характеристик сопротивления, могут находиться в различных состояниях движения независимо друг от друга.

На рис. 1 схематически представлены силы действующие между поверхностью катания, колесами и самой тележкой, причем считается, что передние и задние колеса попарно одинаковы и имеют одинаковые характеристики сопротивления.

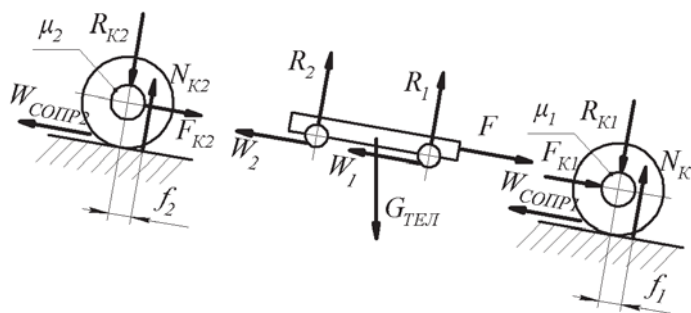


Рис. 1. Схема сил, действующих между основанием тележки, колесами и направляющими

В основу модели положены традиционные представления о том, что между поверхностью катания и колесом возникает так называемая “сила трения качения”, вызываемая смещением точки приложения реакции колеса относительно оси вращения колеса, и сила трения в цапфе колеса, величина которой зависит от коэффициента трения в опоре. Между опорой катания и колесом возникает сила сопротивления ($W_{СОПР}$), максимальное значение которой не может превышать значения силы сцепления, определяемого коэффициентом сцепления ($\varphi_{СЦ}$).

Вертикальные силы реакции между тележкой и колесами ($R_i = R_{ki}$) в данной модели считаются постоянными, однако при усложнении модели могут определяться динамическим действием, определяемым неровностями пути и динамическими параметрами подвесок [3, 4, 6, 7].

Движущими силами являются составляющая силы гравитации ($G_{\text{ТЕЛ}}$), направленная вдоль направления движения тележки и внешняя переменная сила (F), направление которой параллельно направлению движения.

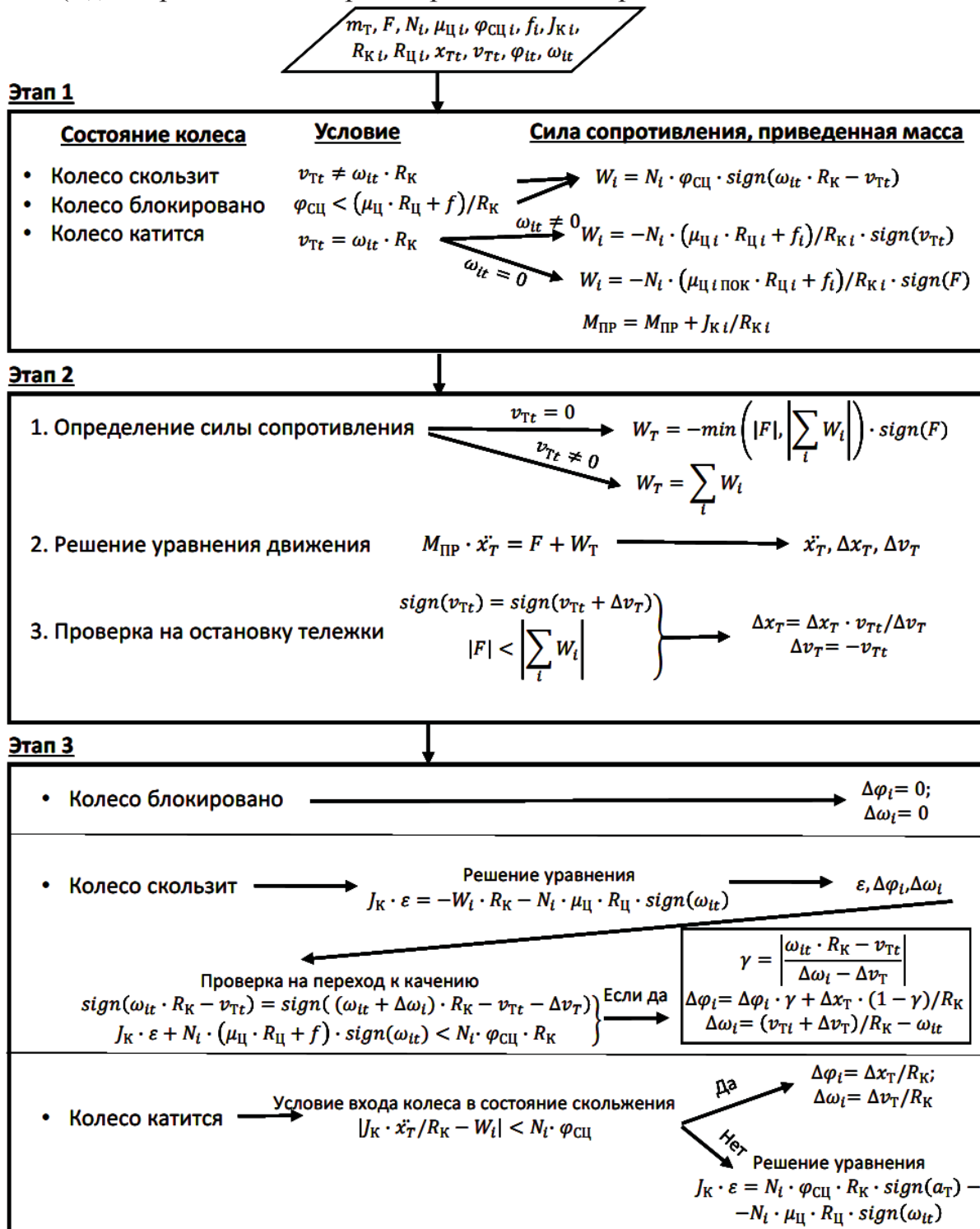


Рис. 2. Алгоритм расчета приращений координат тележки и углов поворота колес за одну итерацию расчета

Составляющие силы, действующей со стороны тележки на колеса в направлении движения ($F_{ki} = W_i$) и приводящие их во вращение, зависят от

величины сопротивления в колесах и их инерции. В рамках данной модели они не могут превосходить силы сцепления колес с поверхностью катания. Поэтому если инерционная составляющая окажется достаточно большой, то колесо проскользнет по поверхности катания. Эти силы обычно не определяются в явном виде, но могут быть достаточно просто рассчитаны в по данным предлагаемой модели.

Сопротивления движению составляют силы сопротивления качению колес, определяемые коэффициентом трения качения (f_i) и сопротивлениями в цапфе колес, определяемые коэффициентами трения (μ_i).

На рис. 2 представлена обобщенная схема алгоритма решения уравнений модели и соответствующие расчетные соотношения.

Исходными параметрами расчета являются: m_T – масса тележки совместно с колесами, F – внешнее усилие на тележку действующее по направлению ее движения, силы давления N_i на каждое i -е колесо, количество колес N_K , их момент инерции J_{Ki} , радиус R_{Ki} , радиус цапфы колес $R_{Цi}$, коэффициенты трения качения f_i , трения в цапфе колеса $\mu_{Цi}$ и сцепления с поверхностью катания $\varphi_{СЦi}$. Известные на момент времени t положения тележки и колес, а также их скорости заданы соответственно параметрами x_{Tt} , v_{Tt} , φ_{it} , ω_{it} .

Как видно из рис.2, алгоритм разбит на три этапа.

На первом этапе определяются, по внешним параметрам, состояние каждого из колес и возможные значения сил сопротивления (W_i), действующих со стороны колес на тележку.

Ясно, что если линейная скорость колеса не равна скорости движения тележки, то колесо скользит по поверхности катания. Если коэффициент сопротивления колеса больше коэффициента сцепления и колесо при этом не вращается, то колесо как бы заблокировано. Но в обоих случаях сила сопротивления определяется величинами коэффициента сцепления и силой реакции опоры (N_i).

Если же линейные скорости колеса и тележки совпадают, то колесо катится без проскальзывания или же тележка находится в состоянии покоя совместно с колесом. В последнем случае величина сопротивления (W_i) определяет максимально возможную силу сопротивления покоя. В обоих случаях движущаяся приведенная масса тележки должна быть увеличена на величину инерционной массы катящихся колес, т.к. они движутся совместно.

На втором этапе расчета определяются суммарные силы сопротивления движению тележки и решается уравнение ее движения. В случае если тележка покоится величина сил сопротивления выбирается как минимальное значение между внешней силой и возможными суммарными сопротивлениями, чтобы смоделировать силу трения покоя.

При решении уравнений вычисляют ускорение тележки, приращения ее положения и скорости (Δx_T , Δv_T).

После решения уравнения движения тележки проверяется возможность ее остановки по условию различия знаков первоначальной и найденной скорости движения и соотношению внешней силы и сил сопротивления. Если оба условия удовлетворяются, то происходит пересчет найденных при решении уравнения приращений. Это действие необходимо в силу дискретного характера современных численных методов решения дифференциальных уравнений и неизбежных погрешностях расчета, что обычно приводит к тому, что после “остановки” модель в действительности не останавливается, а совершает микро перемещения около положения остановки.

Такой принцип расчета движения тела под действием силы сухого трения был ранее применен автором при моделировании движения конвейерной ленты за счет силы сцепления с приводным барабаном [9].

На третьем этапе осуществляется определения приращений положений и скоростей для каждого колеса, а также проверка на изменение состояния их движения.

Если колесо заблокировано, то приращение его координат равны нулю. Если колесо скользит по поверхности катания, то для него решается уравнение движения, и по результатам расчета проверяется возможность перехода колеса к качению по условиям разности знаков их с тележкой относительных скоростей движения и малости момента сопротивления колеса, включая инерционную составляющую, по сравнению с моментом силы сцепления.

Если проверка на переход колеса к состоянию качения прошла успешно, то вычисляется коэффициент (γ), определяющий часть времени нахождения колеса в состоянии скольжения. С его помощью происходит пересчет предварительно найденных приращений угла поворота и скорости рассматриваемого колеса.

В третьем случае, если колесо катится без проскальзывания, сначала проводят проверку на возможность перехода колеса к состоянию скольжения вследствие возможно большого значения силы инерции определяемой, найденным на втором этапе, ускорением тележки. Если проверка успешна, то для колеса решается уравнение движения, если ложна, то приращения угла поворота и угловой скорости колеса считаются пропорциональными приращениям перемещения и скорости тележки.

Предложенный метод расчета сопротивлений и решения уравнений динамики был применен в модели имитирующей работу лабораторной установки, служащей для изучения сопротивлений движению тележки (рис. 3).

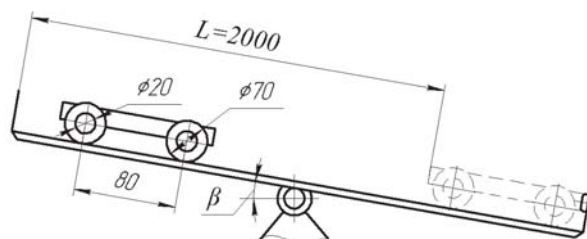


Рис. 3. Схема лабораторной установки

Здесь тележка массой 14,3 кг преодолевает расстояние 2 м по наклонной плоскости под действием сил гравитации. Угол наклона направляющих установки может изменяться, а координата положения тележки фиксируется при помощи лазерного датчика расстояния подключенного к системе сбора данных.

Для более точной имитации было необходимо определить коэффициенты сопротивления модели таким образом, чтобы расчеты при помощи модели были бы близки к результатам натуральных экспериментов.

На лабораторной установке было проведено несколько экспериментов. Были записаны графики перемещений тележки при углах наклона направляющих (β) равных 5° и 10° . Также в нескольких экспериментах были зафиксированы углы наклона направляющих, занявшие диапазон от 2° до 4° , при которых тележка начинала скатываться, т.е. углы при которых движущая сила преодолевала силы сопротивления покоя.

Коэффициенты сопротивления предварительно были выбраны по справочным данным [1, 10], как обычно поступают при моделировании новых машин при отсутствии достоверной информации о ее характеристиках. Для всех колес коэффициент трения в цапфе ($\mu_{ц}$) был принят равным 0,03, коэффициент трения скольжения (f) 0,6 мм, а коэффициент сцепления ($\varphi_{сц}$), учитывая материал колеса и поверхности катания, принят равным 0,15. Коэффициенты трения в цапфе и сцепления с поверхностью катания в покое задавались на 20% больше чем для состояния движения. Коэффициент дополнительных потерь принят равным 1.

Момент инерции колес был задан приближенно равным $0,001 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. А давление тележки на колеса распределялось равномерно.

На рис. 3 маркерами «круг» обозначены записи данных перемещения тележки по экспериментальной установке. Видно, что время касания тележки упора при одном и том же угле наклона при разных экспериментах несколько отличается. Например, при угле 5° время касания находится в диапазоне от 3,4 с до 4,6 с. Поэтому в численных экспериментах было решено варьировать коэффициентам трения, чтобы добиться совпадения времен касания тележкой упора и найти пределы возможных значений коэффициентов.

Таким образом, при численных экспериментах, коэффициент трения покоя был задан значениями 0,6, 0,8, 1,0 мм, по рекомендациям справочных материалов [10], как для легкого, среднего и тяжелого режимов работы машины соответственно. Варьировалось значение коэффициента трения в цапфе колеса, чтобы добиться результатов, приведенных на рис. 3 в виде двух групп линий и параметров при которых эти линии были построены.

Коэффициенты трения в цапфе колес подбирались таким образом, чтобы время движения тележки до упора совпадало бы с крайними временами определенными в натурном эксперименте. Таким образом были определены диапазоны, в которых должны находиться, или выбираться коэффициенты трения для достоверной симуляции этой лабораторной установки.

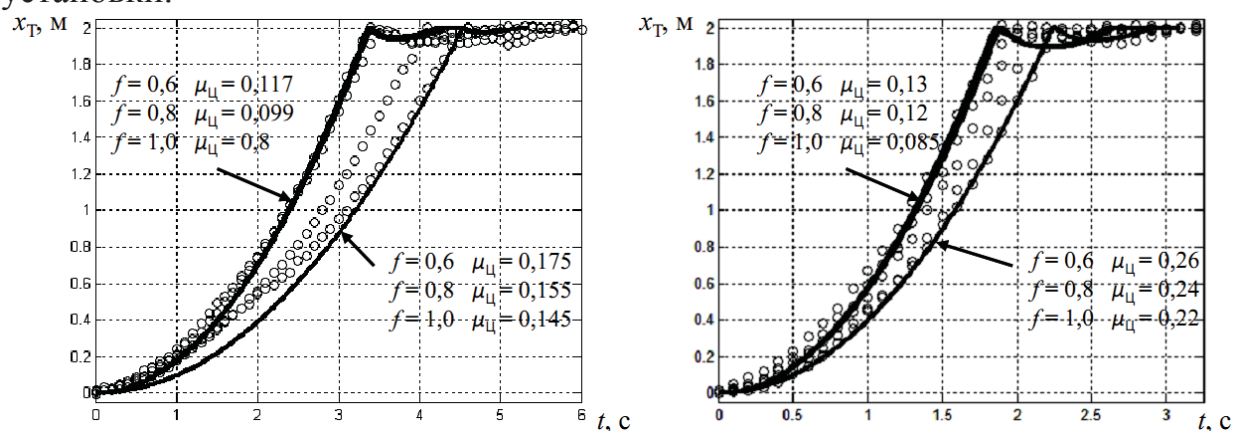


Рис. 3. Графики зависимостей экспериментальных и расчетных перемещений тележки от времени при углах наклона направляющей а) 5° и б) 10°

Анализируя построенные графики (рис. 3) и величины заданных, при их построении, параметров можно сказать:

- коэффициенты трения в цапфе колеса, определенные при проведении численных экспериментов, больше рекомендуемых в литературных источниках для подшипников качения [1, 10]. Но в справочниках обычно приводятся значения коэффициентов для узлов находящихся под номинальной нагрузкой, т.е. в иных условиях. Отличия результатов также могут быть связаны отсутствием надлежащего обслуживания подшипникового узла;
- величины коэффициентов имеют значительный разброс, а величина сопротивления, по результатам натуральных исследований, может изменяться во время движения тележки, что может объясняться как дефектами в самом колесе, так и действием дополнительных неучтенных факторов, например, временным касанием реборд колеса направляющих;
- логично предположить, что в реальной установке, из-за малой нагрузки на тележку, коэффициент трения качения колеса по

направляющим не может принимать больших значений, принятых в расчетах, а это значит, что действительные значения коэффициентов трения в цапфе колес должны быть несколько больше определенных.

Для демонстрации работы модели на рис. 4 представлены графики расчетных значений скорости тележки и линейной скорости одного из колес тележки. Так как параметры колес были заданы идентичными, то разницы в том, для какого колеса построен график, нет. Графики построены для случая наклона направляющих на угол 10° при коэффициентах трения $f = 0,6$ мм и $\mu_{ц} = 0,26$.

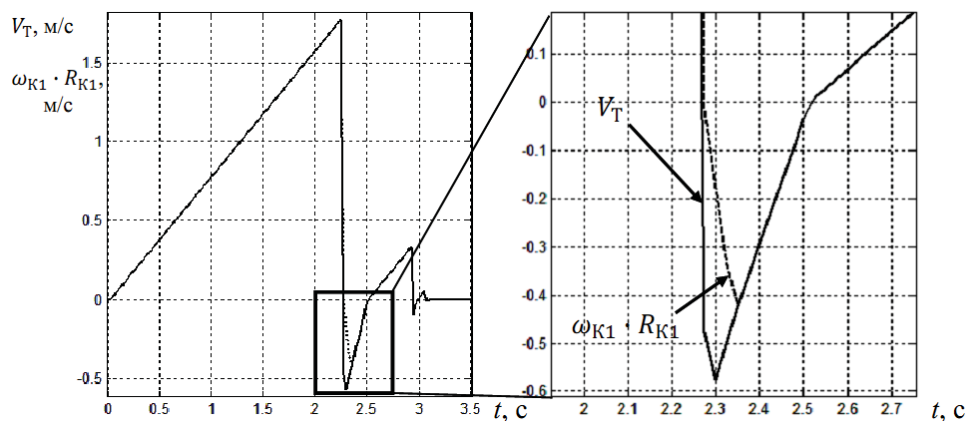


Рис 4. Графики зависимости скорости тележки и линейной скорости колеса от времени при наклоне направляющей 10°

Видно, что скорость тележки совпадает с линейной скоростью колеса не на всем промежутке времени катания. При ударе в буфер и обратном откате тележки инерция колес заставляет их выйти из состояния качения и некоторое время скользить по поверхности катания до тех пор, пока колесо не войдет в состояние качения снова.

Предложенный метод учета сопротивлений в неприводных колесах может качественно дополнить динамические модели машин и дать новые направления исследований их движения. При этом модель колеса можно усложнить, например, введением параметров и коэффициентов отличающихся для каждого колеса, или введением возможности изменения величин коэффициентов по определенному закону, что более приблизит симулируемую ситуацию к реальной.

Анализ результатов натурального эксперимента показал значительное различие и переменность в ходе движения коэффициентов сопротивления движению тележки лабораторной установки. Поэтому для численной модели симулирующей лабораторную установку были найдены диапазоны коэффициентов трения в цапфе колеса при возможных коэффициентах трения качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, М. П. Грузоподъемные машины. М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана : Высшая школа, 2000 . – 550с.
2. Мачульский, И. И. Машины napольного безрельсового транспорта / И. И. Мачульский, Е. А. Алепин. – Москва : Машиностроение, 1982 .— 232 с.
3. Басс К.М., Плахотник В.В., Кривда В.В. Математическая модель колебаний карьерного автосамосвала при прямолинейном движении // Современное машиностроение. Наука и образование — Санкт-Петербург, 2012 . – С. 161-165.
4. Зиборов К.А., Ванжа Г.К., Федоряченко С.А. Динамическая модель шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью ходовой части // Современное машиностроение. Наука и образование — Санкт-Петербург, 2012 . – С. 329-334.
5. Процив В.В., Бондарев А.А., Самойлов А.И. Моделирование торможения шахтного двусосного локомотива на рельсовом пути // Современное машиностроение. Наука и образование — Санкт-Петербург, 2012 . – С.621-630.
6. Сорокин П.А., Хряков К.С., Хоммерс М. Анализ динамики шасси гоночного автомобиля Даллара Т12 // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. - 2015. -№5(Ч.2). С. 231-240.
7. Антонов, Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
8. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва: Машиностроение, 1987. - 157 с.
9. Никитин, С. В. Динамическая модель ленточного конвейера // Современное машиностроение. Наука и образование – Санкт-Петербург, 2014 . – С. 722-731.
10. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

S.V. Nikitin

INVESTIGATION OF RESISTANCE TO MOTION OF NON-DRIVE CART WITH THE HELP OF AN EXTENDED DYNAMIC MODEL

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted a technique for accounting for various types of friction of a non-drive wheel in numerical models of machines. It gives the

opportunity to simulate the movement of the car with a slip or wheel lock. The coefficients of friction were chosen for simulation, with the help of the proposed technique, of the movement of the cart of a laboratory installation

Key words: model, cart, coefficient of friction, forces of resistance, non-drive wheels.

REFERENCES

- [1] Aleksandrov, M. P. Gruzopod'emnyie mashinyi. M: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana : Vysshaya shkola, 2000 . – 550p. (rus)
- [2] Machulskiy. I. I. Mashiny napolnogo bezrelsovogo transporta / I. I. Machulskiy. E. A. Alepin. – Moskva : Mashinostroyeniye. 1982 .— 232p. (rus)
- [3] Bass K.M., Plahotnik V.V., Krivda V.V. Matematicheskaya model kolebaniy karnernogo avtosamosvala pri pryamolineynom dvizhenii // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie — Sankt-Peterburg, 2012 . – pp. 161-165. (rus)
- [4] Ziborov K.A., Vanzha G.K., Fedoryachenko S.A. Dinamicheskaya model shahtnoy vagonetki s dopolnitelnoy kinematicheskoy podvizhnostyu hodovoy chasti // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie — Sankt-Peterburg, 2012 . – pp. 329-334. (rus)
- [5] Protsiv V.V., Bondarev A.A., Samoylov A.I. Modelirovanie tormozheniya shahtnogo dvuosnogo lokomotiva na relsovom puti // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie — Sankt-Peterburg, 2012 . – pp. 621-630. (rus)
- [6] Sorokin P.A., Hryakov K.S., Hommers M. Analiz dinamiki shassi gonochnogo avtomobilya Dallara T12 // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki. - 2015. -#5(Ch.2). pp. 231-240. (rus)
- [7] Antonov, D.A. Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnyih avtomobiley [Tekst] / D.A. Antonov. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 168 p. (rus)
- [8] Lobov N.A. Dinamika gruzopod'emnyih kranov. Moskva: Mashinostroenie, 1987. - 157 p. (rus)
- [9] Nikitin, S. V. Dinamicheskaya model lentochnogo konveyera // Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie — Sankt-Peterburg, 2014 . – pp. 722-731. (rus)
- [10] Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. Transportiruyushchie mashinyi. – M.: Mashinostroenie, 1983. – 487p. (rus)

И.С. Тюремнов¹, А.А. Игнатьев¹

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА УПЛОТНЕНИЯ ГРУНТА ВИБРАЦИОННЫМ КАТКОМ В РЕЖИМЕ ПОСТОЯННОГО КОНТАКТА



¹Иван Сергеевич Тюремнов,
Ярославский государственный технический университет
Россия, г. Ярославль
(8-4852) 44-04-73, E-mail: turemnovis@yandex.ru.



¹Алексей Александрович Игнатьев,
Ярославский государственный технический университет
Россия, г. Ярославль
(8-4852) 44-04-73, E-mail: alexassis@yandex.ru.

Аннотация

В статье предложена математическая модель процесса уплотнения грунта вибрационным катком в режиме постоянного контакта, позволяющая рассчитывать распределение напряжений и деформаций по глубине уплотняемого грунта с учетом линейного закона изменения плотности грунта по глубине.

Ключевые слова: грунт, уплотнение, вибрация, каток вибрационный, режим постоянного контакта, модель математическая, напряжения, деформации, распределение, коэффициент уплотнения, глубина уплотнения.

Введение

Технологии вибрационного уплотнения грунта нашли широкое применение в практике строительства. Повышение эффективности данных технологий тесно связано с совершенствованием математических моделей процессов изменения напряженно-деформированного состояния грунта на различных глубинах при вибрационном нагружении поверхности.

Наибольшее распространение для исследования процесса уплотнения грунта вибрационными машинами получил подход, основанный на реологическом моделировании основных деформативных свойств грунта (упругих, вязких и пластичных) идеализированными элементами упругого, вязкого и пластического сопротивления, устанавливаемых в различных комбинациях [1-3]. Реологическое моделирование характеризуется наглядностью и сравнительной простотой математической модели, однако позволяет анализировать только процессы, происходящие на поверхности контакта рабочего органа вибрационной уплотняющей машины с грунтом и не позволяет изучать процессы, происходящие в глубине уплотняемого слоя. В то время как именно уплотнение грунтов на нижней границе глубины требуемого уплотнения вызывает наибольшие технологические трудности. Также результаты реологического моделирования существенно зависят от численных значений коэффициентов упругого, вязкого и пластического сопротивления грунтов, вопросы обоснования которых еще ждут своего решения.

Весьма перспективно применение метода конечных элементов для математического моделирования процессов уплотнения грунтов при вибрационных нагрузках [4-6]. Данный метод позволяет изучать деформационные процессы, происходящие как на поверхности, так и на глубине, более точно учитывать механические свойства грунта, реальную геометрию рабочего органа, волнообразование и др. Однако метод конечных элементов является достаточно сложным и требует проведения обширных экспериментальных исследований по определению численных значений различных механических характеристик грунтов, учитываемых при моделировании.

Подходы, основанные на использовании полуэмпирических зависимостей для описания вибрационного уплотнения грунтов базируются на обобщении результатов экспериментальных исследований. Данные подходы характеризуются сравнительно простой математической моделью, однако имеют область применения, ограниченную диапазоном проведения экспериментальных исследований. В рамках данного подхода проводил исследования один из основоположников отечественной науки об уплотнении грунтов профессор Н.Я.Хархута [7].

Заслуживает внимания и подход, основанный на применении уравнений динамической теории пластичности [8-9], впервые примененный академиком Х.А.Рахматуллиным [10] для исследования ударного уплотнения грунтов. В рамках данного подхода становится возможным исследование характера нагружения поверхности на распределения напряжений по глубине уплотняемого грунта. Однако, как и в других подходах, требуется большой объем экспериментальных

исследований для определения скоростей распространения волн напряжений в различных грунтах.

При движении вибрационного катка в уплотняемом грунте одновременно происходят различные процессы, приводящие к изменению его свойств. Для анализа этих процессов целесообразно всю их совокупность, начиная с начала воздействия при проходе вибрационного катка и до установления в грунте нового равновесного состояния с изменившимися свойствами, условно разбить на несколько фаз. Такими фазами можно считать: 1) изменение напряжений на поверхности контакта вибровальца с грунтом; 2) распространение напряжений от поверхности грунта по глубине; 3) развитие и накопление деформаций на различных глубинах грунта под действием напряжений.

При воздействии вибровальца катка на грунт в зоне контакта возникают напряжения, изменение которых во времени происходит по закону, аналогичному представленному на рис. 1 [11].

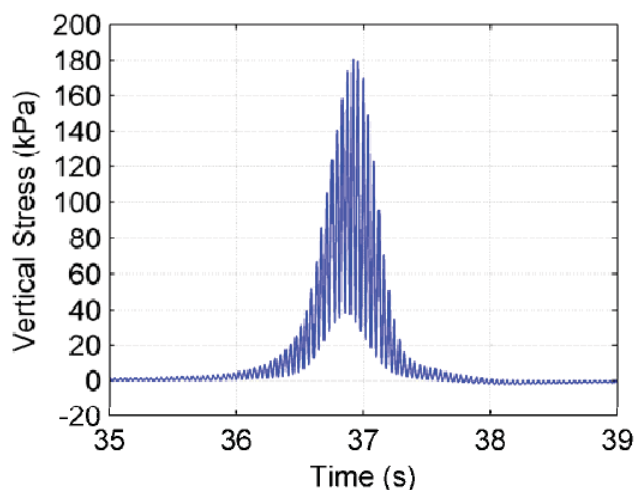


Рис. 1. Изменение контактных напряжений во времени при проходе вибрационного катка [11]

При разработке математической модели было принято решение учитывать только одно воздействие с максимальной амплитудой напряжения, поскольку на значение достигаемой деформации наибольшее влияние оказывает действующее напряжение и в меньшей степени время его действия. Учет влияния на достигаемые деформации воздействий меньшей амплитуды в пределах одного прохода катка может быть осуществлен посредством некоторого увеличения расчетной длительности действия напряжения максимальной амплитуды. Также принято допущение, что валец катка не отрывается от уплотняемого грунта, т.е. реализуется режим колебаний с постоянным контактом [12, 13].

При моделировании процесса взаимодействия вибрационного вальца катка с уплотняемым грунтом в качестве характеристик грунта

принимаются: вид грунта, влажность грунта W , глубина уплотнения H_v , исходный коэффициент уплотнения грунта на поверхности $K_{v0}^{исх}$ и на глубине $K_{vz}^{исх}$, соответствующие значения требуемого коэффициента уплотнения $K_{v0}^{тр}$ и $K_{vz}^{тр}$.

При уплотнении грунта вибрационным катком, количество воздействий наносимых за один проход на каждую точку площадки контакта вибровальца с грунтом определяется:

$$N_{возд} = \frac{a \cdot f}{V_k},$$

где a – длина хорды, стягивающей погруженную в грунт часть вальца, м; f – частота колебаний, Гц; V_k – скорость перемещения виброкатка, м/с.

Длина хорды, стягивающей погруженную в грунт часть вальца определяется по зависимости Н.Я.Хархуты [7]:

$$a = 4 \sqrt{\frac{q_{л} \cdot R}{E_0 \cdot 1000}},$$

где $q_{л}$ – линейное давление, кН/м; R – радиус вальца, м; E_0 – модуль деформации грунта, МПа.

При расчете напряжений на заданной глубине было принято решение использовать подход, основанный на исследовании закономерностей распространения волн напряжений в грунтах от динамической поверхностной нагрузки [9]. Данный подход содержит следующие допущения:

- рассматривается состояние полубесконечного столба грунта с отсутствием трения по боковым поверхностям;
- распространяющаяся в столбе грунта волна напряжений плоская, поперечные деформации отсутствуют;
- рассматривается конечная стадия уплотнения, как наиболее ответственная;
- в деформируемой среде ударных волн не возникает;
- за время движения волны свойства грунта не меняются.

В большинстве случаев, например [14,15], при математическом моделировании рассматривается случай постоянной плотности грунта по глубине, что не соответствует реальному распределению плотности в процессе уплотнения грунта. Отличительной особенностью предлагаемой математической модели является возможность учета изменения плотности грунта по глубине. В данной модели предлагается использовать линейный закон изменения плотности по глубине грунта:

$$K_{vz} = K_{v0} - c \cdot z/r, \quad (1)$$

где K_{vz} – коэффициент уплотнения грунта на глубине z ; K_{v0} – коэффициент уплотнения грунта на поверхности; c – коэффициент изменения плотности грунта по глубине; z – глубина, м; r – радиус вибровальца, м.

Выделим из циклов нагружения-разгрузки, реализуемых вибровальцем катка при движении над выбранной точкой поверхности грунта за один проход (рис. 1), цикл нагружения-разгрузки напряжения с максимальной амплитудой (рис. 2).

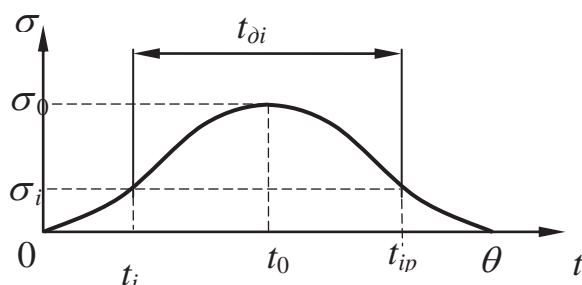


Рис. 2. Изменение контактных напряжений во времени в пределах одного выбранного цикла нагружения-разгрузки напряжения с максимальной амплитудой

Изменение контактных напряжений во времени в пределах одного выбранного цикла нагружения-разгрузки напряжения с максимальной амплитудой может быть описано зависимостью:

$$\sigma(t) = \sigma_0 \cdot \sin\left(\frac{\pi t}{\theta}\right),$$

где σ_0 – амплитудное значение напряжения с максимальной амплитудой в пределах выбранного цикла нагружения-разгрузки при воздействии вибрационного катка, МПа; θ – общее время действия напряжений в пределах выбранного цикла нагружения-разгрузки, с.

Амплитудное значение напряжений при воздействии вибрационного катка может быть определено по зависимости, представляющей собой более общий вид формулы, предложенной Н.Я.Хархутой [7]:

$$\sigma_0 = K_\sigma \cdot \sqrt{\frac{q_l \cdot E_0}{R}},$$

где K_σ – поправочный коэффициент, учитывающий вид грунта; q_l – линейное давление, определяемое с учетом вынуждающей силы, кН/м; E_0 – модуль деформации грунта, МПа; R – радиус вальца, м.

Линейное давление q_l определяется по зависимости [7]:

$$q_l = K_{np} \cdot \frac{P+Q}{B},$$

где K_{np} – коэффициент превышения; P – вынуждающее усилие, кН; Q – вес, приходящийся на вибровалец, кН.

Коэффициент превышения K_{np} определяется по зависимости, полученной в результате обработки данных [7]:

$$K_{np} = 5,4 - 0,2(P/Q).$$

Время нарастания напряжений на поверхности грунта от нуля до максимального значения в пределах одного выбранного цикла нагружения-разгрузки напряжения с максимальной амплитудой определяется по зависимости:

$$t_0 = 1/(4f),$$

где f – частота колебаний, Гц.

Общее время действия напряжений в пределах одного выбранного цикла нагружения-разгрузки напряжения с максимальной амплитудой:

$$\theta = 2t_0.$$

Продолжительность действия напряжения σ_i на поверхности:

$$t_{i0} = 2 \cdot (t_0 - t_i).$$

От поверхности напряжения распространяются в глубину уплотняемого грунта.

Для случая постоянной по глубине плотности грунта глубина распространения σ_i значение напряжения, действующего на поверхности в течение промежутка времени $t_{ид}$ определяется по формуле [9]:

$$\frac{z}{d} = \sqrt{\frac{t_{i0}}{a \cdot K \cdot \sigma_i \cdot K_{y0}^b}}.$$

Для случая изменения плотности грунта по глубине по линейному закону (1), глубина распространения σ_i значение напряжения, действующего на поверхности в течение промежутка времени $t_{ид}$ определяется из решения трансцендентного уравнения относительно z/d [9]:

$$\left(K_{y0} - c \cdot \frac{z}{d}\right)^b \cdot \left(\alpha_y \cdot \frac{z}{d} + K \cdot \sigma_i \cdot \left(\frac{z}{d}\right)^2 + \frac{\alpha_y \cdot (K_{y0} - c \cdot \frac{z}{d})}{c \cdot (b+1)}\right) - \frac{\alpha_y \cdot K_{y0}^{b+1}}{c \cdot (b+1)} - \frac{t_{ид}}{a} = 0,$$

где α_y - величина, обратная скорости распространения упругих волн в грунте с коэффициентом уплотнения $K_y=0,95$ (для суглинка $\alpha_y= 0,0017$ с/м [16]); K – коэффициент пропорциональности, ($K = 0,0602$); a , b – коэффициенты аппроксимации, ($a=0,5076$; $b= -16,328$).

Определяя для различных моментов времени $t \in [0; t_0]$ значения напряжений на поверхности σ_i , продолжительность их действия $t_{ди}$ и глубину распространения в грунте с заданным законом изменения плотности по глубине можно рассчитать распределение напряжений по глубине грунта после одного прохода вибрационного катка.

После определения максимальных значений напряжений на поверхности грунта и требуемой глубине уплотнения становится возможным расчет значений деформаций, накопленных за один проход, и общего числа проходов вибркатка для достижения заданного коэффициента уплотнения.

Необратимая деформация на поверхности грунта ε_0^H и на глубине ε_z^H , накопленная за один проход вибрационного катка, может быть определена из выражений, полученных на основе зависимостей предложенных Н.Я.Хархутой [2, 7]:

$$\varepsilon_0^H = K_{\Pi} \cdot K_{\varepsilon} \cdot \sigma_0 \cdot \left(\frac{1}{\Pi} + \frac{1}{\eta_0 \cdot \chi} \cdot \ln(1 + \chi \cdot t_{\varepsilon 0} \cdot N_{\text{возд}}) \right),$$

$$\varepsilon_z^H = K_{\Pi} \cdot K_{\varepsilon} \cdot \sigma_z \cdot \left(\frac{1}{\Pi} + \frac{1}{\eta_0 \cdot \chi} \cdot \ln(1 + \chi \cdot t_{\varepsilon 0} \cdot N_{\text{возд}}) \right),$$

где K_{Π} – коэффициент, учитывающий повторность циклической нагрузки; K_{ε} – поправочный коэффициент; σ_0, σ_z – максимальные напряжения на поверхности грунта и нижней границе зоны уплотнения, МПа; Π – модуль необратимой деформации грунта на заданной глубине уплотнения, МПа; η_0 – начальный коэффициент вязкого сопротивления грунта на заданной глубине, МПа·с; χ – постоянная грунта, для связных грунтов $\chi=2 \text{ с}^{-1}$; $t_{\varepsilon 0}$ – эквивалентное время действия напряжений, с: $t_{\varepsilon 0}=t_0/2$; $N_{\text{возд}}$ - число воздействий на площадке контакта вальца с грунтом.

Изменение коэффициента уплотнения на поверхности K_{y0}^n , на глубине K_{yz}^n и среднего $K_{уср}^n$ после n -го прохода вибрационного катка:

$$K_{y0}^n = \frac{K_{y0}^{n-1}}{1 - \varepsilon_0^H},$$

$$K_{yz}^n = \frac{K_{yz}^{n-1}}{1 - \varepsilon_z^H},$$

$$K_{уср}^n = \frac{K_{y0}^n + K_{yz}^n}{2},$$

Проходы вибрационного катка выполняются до тех пор, пока не выполняются следующие условия:

$$K_{y0}^n \geq K_{y0}^{\text{TP}},$$

$$K_{yz}^n \geq K_{yz}^{\text{TP}}.$$

Заключение. Таким образом, разработанная математическая модель уплотнения грунта вибрационным катком, позволяет рассчитывать напряжения и деформации грунта, как на поверхности, так и на различных глубинах при линейном законе изменения плотности грунта по глубине и гармоническом законе нагружения поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Игнатъев А.А., Тюремнов И.С. Анализ исследований по математическому моделированию процесса уплотнения грунта / Математика и математическое образование. Теория и практика: Межвуз. сб. науч. тр. Вып. 7. – Ярославль, Изд-во ЯГТУ, 2010, с. 231-241.

2. Тюремнов И.С., Игнатъев А.А. Уплотнение грунтов вибрационными катками : монография – Ярославль : Изд-во ЯГТУ, 2012. – 140 с.
3. Шабанова Г.И., Савельев С.В., Бурый Г.Г. Математическое описание колебательной системы “вибрационный рабочий орган - грунт” / Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2013. № 3 (31). С. 102-107.
4. Erdmann, P. Numerical simulation of dynamic soil compaction with vibratory compaction equipment / P. Erdmann, D. Adam // XV Danube - European Conference on Geotechnical Engineering. - Vienna, Austria, 9-11 September 2014. – p. 243-248.
5. Hügel, H. M. High-performance Abaqus simulations in soil mechanics / H.M. Hügel, S. Henke, S. Kinzler // Abaqus Users’ Conference, 2008. – p. 1-15.
6. Бойцев А. В. Обоснование параметров дорожного катка с изотропным силовым воздействием / Вестник ТОГУ. 2016. №2 (41). С. 123-128.
7. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. М.: Транспорт, 1975, 288с.
8. Тюремнов И.С., Разумов С.В. К вопросу о повышении эффективности рабочих органов трамбующих машин. Известия вузов. Строительство, 1999, №10, с. 88-93.
9. Тюремнов И.С., Игнатъев А.А. Расчёт распределения напряжений в грунтах с линейным законом изменения плотности по глубине от динамической поверхностной нагрузки // Строительные и дорожные машины, 2013, № 1, с. 40-42.
10. Рахматулин Х.А. О распространении волны разгрузки. – Прикладная математика и механика, 1945, т.9, вып.1, с.91-100.
11. Patrick K. Miller. Measurement of soil stress and strain using in-ground instrumentation [Текст]/ Robert V. Rinehart, Michael A. Mooney// Proceedings of GeoDenver. – 2007. – P. 10, режим доступа: <http://adventureengineering.org>
12. Adam, D. Operational Devices for Compaction Optimization and Quality Control (Continuous Compaction Control & Light Falling Weight Device) / Adam D., Kopf F.// Proceedings of the International Seminar on Geotechnics in Pavement and Railway Design and Construction, Athens, Greece. – 2004. - P. 97–106.
13. Тюремнов И. С. Обзор систем непрерывного контроля уплотнения грунта для вибрационных катков. Часть 3. Особенности функционирования и «интеллектуальное уплотнение» / Вестник ТОГУ, 2016, № 2(41), с. 115-122.
14. Баловнев В.И., Данилов Р.Г., Кустарев Г.В. Определение параметров дорожных катков / Механизация строительства. 2012. № 2. С. 6-11.

15. Михеев В.В., Савельев С.В. Моделирование характеристик деформируемых грунтов в процессе их уплотнения цилиндрическими рабочими органами катков / Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2016. № 4 (50). С. 29-36.
16. Разумов С.В., Попов Г.Н. Напряженное состояние грунта при трамбовании. - В кн. Рабочие процессы и динамика машин для разработки, уплотнения грунтов и вибрационного формования изделий. Ярославль, 1986, с.43-48.

I.S. Tyuremnov, A.A. Ignatev

THE MATHEMATICAL MODEL OF THE SOIL COMPACTION PROCESS BY VIBRATIONAL ROLLER IN THE CONTINUOUS CONTACT MODE

Yaroslavl State Technical University, Russia.

Abstract

The article presents the mathematical model of the soil compaction process by vibrational roller in the continuous contact mode. This mathematical model can be used to calculate the distribution of stresses and deformations at the depth of sealing soil assuming a linear law of change of soil density with depth.

Key words: soil, compaction, vibration, vibrating rollers, continuous contact mode, mathematical model, strain, deformation, depth distribution, compaction coefficient, compaction depth.





REFERENCES

- [1] Ignat'ev A.A., Tyuremnov I.S. Analiz issledovaniy po matematicheskomu modelirovaniyu protsessa uplotneniya grunta / Matematika i matematicheskoe obrazovanie. Teoriya i praktika: Mezhevuz. sb. nauch. tr. Vyp. 7. – Yaroslavl', Izd-vo YAGTU, 2010, s. 231-241.
- [2] Tyuremnov I.S., Ignat'ev A.A. Uplotnenie gruntov vibratsionnymi katkami : monografiya – Yaroslavl' : Izd-vo YAGTU, 2012. – 140 s.
- [3] Shabanova G.I., Savel'ev S.V., Buryy G.G. Matematicheskoe opisanie kolebatel'noy sistemy “vibratsionnyy rabochiy organ - grunt” / Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii. 2013. № 3 (31). S. 102-107.
- [4] Erdmann, P. Numerical simulation of dynamic soil compaction with vibratory compaction equipment / P. Erdmann, D. Adam // XV Danube -

- European Conference on Geotechnical Engineering. - Vienna, Austria, 9-11 September 2014. – p. 243-248.
- [5] Hügél, H. M. High-performance Abaqus simulations in soil mechanics / H.M. Hügél, S. Henke, S. Kinzler // Abaqus Users' Conference, 2008. – p. 1-15.
- [6] Boytsev A. V. Obosnovanie parametrov dorozhnogo katka s izotropnym silovym vozdeystviem / Vestnik TOGU. 2016. №2 (41). S. 123-128.
- [7] Prochnost', ustoychivost' i uplotnenie gruntov zemlyanogo polotna avtomobil'nykh dorog. KHarkhuta N.YA., Vasil'ev YU.M. M.: Transport, 1975, 288s.
- [8] Tyuremnov I.S., Razumov S.V. K voprosu o povyshenii effektivnosti rabochikh organov trambuyushchikh mashin. Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo, 1999, №10, s. 88-93.
- [9] Tyuremnov I.S., Ignat'ev A.A. Raschiot raspredeleniya napryazheniy v gruntakh s lineynym zakonom izmeneniya plotnosti po glubine ot dinamicheskoy poverkhnostnoy nagruzki // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny, 2013, № 1, s. 40-42.
- [10] Rakhmatulin KH.A. O rasprostraneni volny razgruzki. – Prikladnaya matematika i mekhanika, 1945, t.9, vyp.1, s.91-100.
- [11] Patrick K. Miller. Measurement of soil stress and strain using in-ground instrumentation [Текст]/ Robert V. Rinehart, Michael A. Mooney// Proceedings of GeoDenver. – 2007. – P. 10 (URL: <http://adventureengineering.org>)
- [12] Adam, D. Operational Devices for Compaction Optimization and Quality Control (Continuous Compaction Control & Light Falling Weight Device) / Adam D., Kopf F.// Proceedings of the International Seminar on Geotechnics in Pavement and Railway Design and Construction, Athens, Greece. – 2004. - P. 97–106.
- [13] Tyuremnov I. S. Obzor sistem nepreryvnogo kontrolya uplotneniya grunta dlya vibratsionnykh katkov. CHast' 3. Osobennosti funktsionirovaniya i «intellektual'noe uplotnenie» / Vestnik TOGU, 2016, № 2(41), s. 115-122.
- [14] Balovnev V.I., Danilov R.G., Kustarev G.V. Opredelenie parametrov dorozhnykh katkov / Mekhanizatsiya stroitel'stva. 2012. № 2. S. 6-11.
- [15] Mikheev V.V., Savel'ev S.V. Modelirovanie kharakteristik deformiruemykh gruntov v protsesse ikh uplotneniya tsilindricheskimi rabochimi organami katkov / Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobil'no-dorozhnoy akademii. 2016. № 4 (50). S. 29-36.
- [16] Razumov S.V., Popov G.N. Napryazhennoe sostoyanie grunta pri trambovanii. - V kn. Rabochie protsessy i dinamika mashin dlya razrabotki, uplotneniya gruntov i vibratsionnogo formovaniya izdeliy. YArosavl', 1986, s.43-48.

Шабанов А.Ю.¹, Галышев Ю.В.², Зайцев А.Б.³, Сидоров А.А.⁴

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ВЯЗКОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА
НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ
ВЫСОКООБОРОТНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

	<p>¹Александр Юрьевич Шабанов Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Aush2003@Mail.ru</p>
	<p>²Юрий Виталиевич Галышев Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Galyshev57@yandex.ru</p>
	<p>³Алексей Борисович Зайцев Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Abzaytsev@Mail.ru</p>
	<p>⁴Анатолий Алексеевич Сидоров Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Turbo_motor@Mail.ru</p>

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы влияния высокотемпературной вязкости моторного масла на показатели мощности, экономичности и скорости износа сопряжений трения высокооборотного автомобильного двигателя. Доказано наличие оптимума высокотемпературной вязкости,

при котором достигается максимальная экономичность двигателя, выявлена зависимость величины оптимальной вязкости от режима работы двигателя.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, моторное масло, вязкость, потери трения, износ.

Введение

Вязкостно-температурная характеристика (ВТХ) современного моторного масла оказывает важнейшее влияние на основные технико-экономические показатели двигателя – эффективную мощность и крутящий момент, расход топлива и масла на угар, скорость износа основных сопряжений трения [1,2,3,4]. Изначально конструкция пар трения двигателя на стадии его проектирования рассчитывается под определенный класс вязкости моторного масла, определяемый, в частности, классификацией SAE [5,9,11]. Эта классификация накладывает определенные ограничения на величины кинематической вязкости при 100°C и динамическую вязкость при отрицательных температурах, при этом ограничение по низкотемпературной вязкости имеет вид «не более» [10]. Ограничение по кинематической вязкости при 100°C, предусмотренное классификацией SAE, допускает изменение этого параметра в рамках одного класса в широких пределах. Так, для масла класса SAE-40, допустимый диапазон изменения вязкости составляет 12,5...16,3 сСт, класса SAE-20 – 5,6...9,4 сСт, то есть допускается изменение вязкости при 100°C относительно среднего значения на 13...25%, а между границами вязкости, допускаемыми классификацией – до 25...50%.

В то же время, температура масла, равная 100°C, не является определяющей для работы пар трения в реальном современном форсированном двигателе. Реальные температуры масла, характерные для подшипников коленчатого вала, лежат в диапазоне 130...180°C, для поршневых колец – 140...200°C [6,8]. Вязкость моторных масел при таких температурах практически не нормируется, за исключением ограничения величины динамической вязкости HTHS при 150°C. При этом данное ограничение также не является жестким. Так, для моторных масел класса вязкости SAE-20 поставлена пороговая величина высокотемпературной динамической вязкости не менее 2,6 мПа·с, для класса вязкости SAE-30 и части масел SAE-40 – не менее 2,9 мПа·с.

Проведенный авторами настоящей статьи анализ вязкостно-температурных кривых более чем двухсот моторных масел различного типа и классов вязкости показал, что в зоне высоких температур различие вязкостей масел, относящихся к одной группе по SAE, является достаточно большим. Так, для синтетических масел класса SAE 5W-30, минимальные

значения параметра НТНС составляют 3,0 мПа·с, максимальные – 4,1 мПа·с, для масел класса 5W-40 этот диапазон составляет 4,0...5,0 мПа·с, то есть разброс вязкостей составляет порядка 25%.

В то же время, условия работы любого подшипникового узла будут характеризоваться величиной коэффициента нагруженности K , определяемого по следующей зависимости [6,8]:

$$K = \frac{F(\Delta/D)^2}{\mu\omega},$$

где F – нагрузка на подшипниковый узел, μ – вязкость масла при рабочей температуре в узле, ω – окружная скорость в подшипнике, Δ – величина установочного зазора в подшипнике, D – диаметр подшипника.

Таким образом, при использовании различных моторных масел одной группы вязкости, нагруженность, а, следовательно, и условия работы подшипников могут существенно отличаться. Это неизбежно влияет на зависимость мощности механических потерь, расхода топлива и скоростей износа от реальных вязкостно-температурных характеристик, в частности, высокотемпературной вязкости, используемого масла. Реально задача осложняется тем, что для современного высокофорсированного двигателя из-за больших нагрузок и высокой рабочей температуры масла высока вероятность нарушения гидродинамического режима трения в трибологических узлах. В этом случае мощность механических потерь будет определяться не только вязкостными параметрами масла, но и свойствами его противоизносных и антифрикционных присадок.

Целью настоящего исследования является определение степени влияния высокотемпературной вязкости (НТНС) современных полностью синтетических моторных масел различных классов вязкости на показатели трения и износа быстроходного автомобильного двигателя.

Экспериментальное исследование

Для достижения поставленной цели проведен ряд специальных экспериментов. В качестве объекта исследований использован впрысковый двигатель ВАЗ-2112, установленный на моторном стенде, позволяющем реализовать любой скоростной и нагрузочный режим его работы. Стенд оснащен комплексом измерительной аппаратуры, с помощью которого в режиме реального времени производились измерения крутящего момента двигателя, частоты вращения коленчатого вала, мгновенного расхода топлива, давления масла в системе смазывания, температуры масла в поддоне, а также содержания в отработавших газах двигателя токсических компонент.

Программа испытаний включала измерение вышеперечисленных параметров при работе двигателя на различных образцах синтетического моторного масла с различной вязкостно-температурной характеристикой и НТНС на фиксированных режимах трех нагрузочных характеристик при различных частотах вращения коленчатого вала: условно низкой (1800 об/мин), условно средней (2400 об/мин) и условно высокой (3500 об/мин).

Изменение вязкости моторного масла осуществлялось путем добавления специальной загущающей присадки в количестве от 1,2 до 5,0 объемных процентов. При этом состав и примерная концентрация пакета антифрикционных и противоизносных присадок, определяющих работу масла в режимах граничного трения, сохранялась. Тем самым удавалось вычлнить влияние на параметры двигателя именно вязкостных свойств моторного масла.

Испытания по одинаковой программе проводились на двух видах синтетических масел различных классов вязкости – SAE 5W-20 и SAE 5W-30. Это позволило расширить диапазон варьирования исследуемого параметра, а также исследовать степень влияния на процессы трения состава противоизносных и антифрикционных присадок товарных масел.

На первом этапе исследования проведены измерения вязкостно-температурной характеристики и динамической высокотемпературной вязкости образцов масел с добавлением вязкостной присадки. Кинематическая вязкость масел измерялась с помощью капиллярного вискозиметра по методике СПбПУ [7,8] в диапазоне температур 40...180°C. Динамическая вязкость при 150°C измерялась с помощью динамического вискозиметра. Полученные результаты (рис. 1,2) позволили уточнить диапазон изменения варьируемых параметров (вязкости масел) в последующих моторных стендовых испытаниях.

Добавление дополнительной вязкостной присадки позволило увеличить кинематическую и динамическую вязкость масла на 10...15% как для масел группы 5W-20, так и масел 5W-30. При этом моторные масла с увеличенной вязкостью не вышли за пределы вязкости, предписанные соответствующим классом SAE.

Для каждого образца моторного масла проводилось измерение момента механических потерь двигателя методом прокрутки от стенда [5]. Проводя измерения в широком скоростном диапазоне, получали аналог кривой Штрибека для испытуемого двигателя. Результаты испытаний приведены на рис. 3.

Результаты испытаний ясно свидетельствуют о существенном влиянии высокотемпературной вязкости моторного масла на процесс перехода узлов двигателя от граничного к гидродинамическому трению. Моторное масло с низкой высокотемпературной вязкостью снижает несущую способность подшипников двигателя, что способствует затягиванию процесса перехода двигателя в режим гидродинамического

трения. При этом мощность трения в зоне малых оборотов растет. Но при повышении частоты вращения коленчатого вала, рост момента трения происходит более медленно, чем при работе на маслах большей вязкости. При этом в зоне пусковых частот вращения коленчатого вала вязкость масла практически не оказывает влияния на потери трения. В этой зоне доля гидродинамического трения в общем балансе механических потерь незначительна, и основную роль играют антифрикционные свойства соответствующих компонент пакета присадок масла.

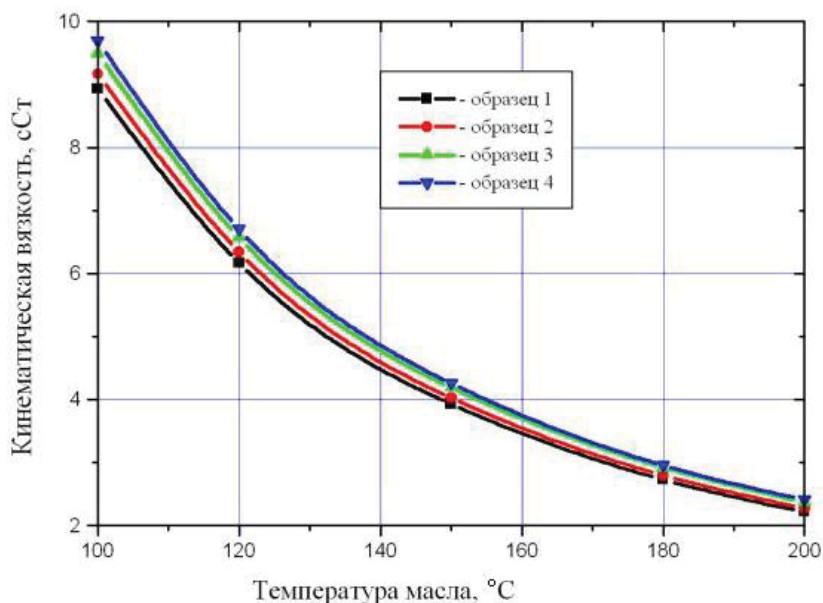


Рис. 1. Вязкостно-температурные характеристики образцов моторных масел группы SAE 5W-20, принявших участие в испытаниях

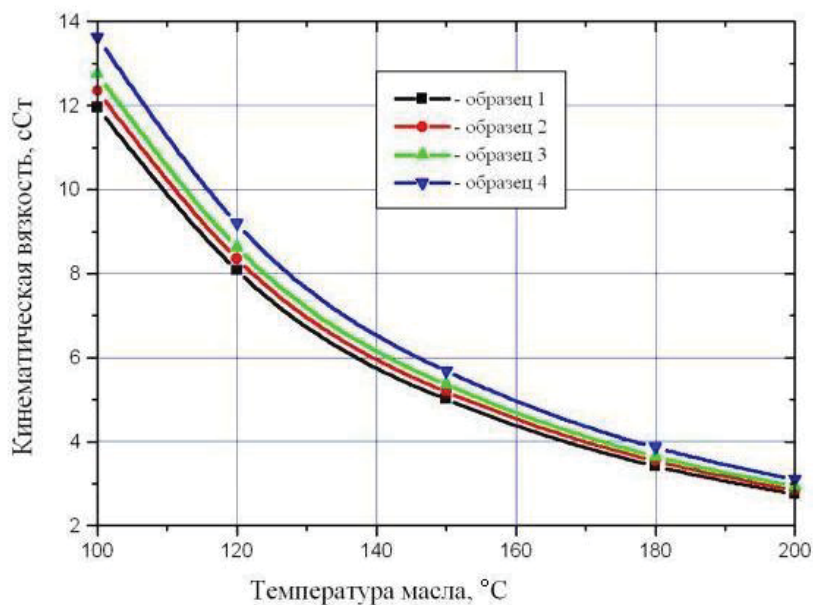


Рис. 2. Вязкостно-температурные характеристики образцов моторных масел группы SAE 5W-30, принявших участие в испытаниях

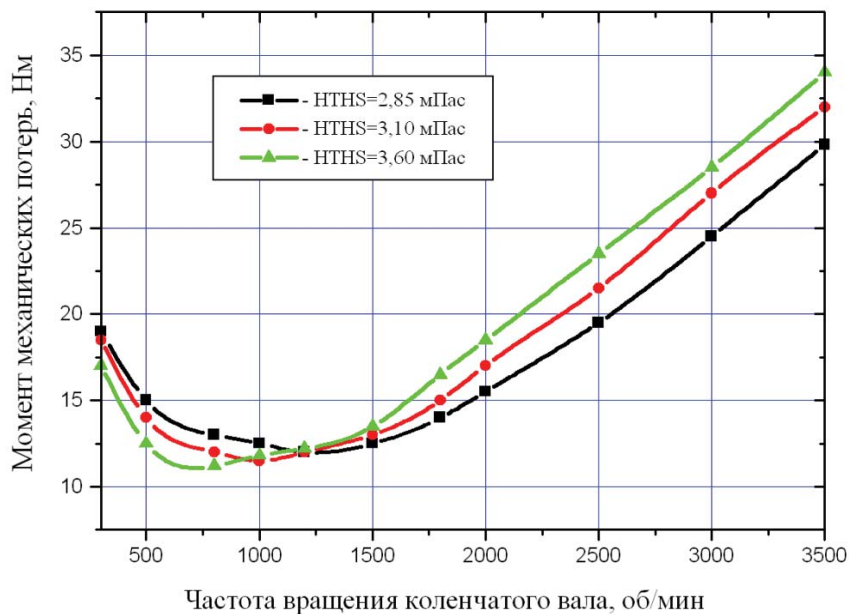


Рис. 3. Зависимость момента механических потерь двигателя ВА3-2112 от частоты вращения коленчатого вала при работе на моторных маслах с различной вязкостью

Далее был проведен полный цикл стендовых испытаний двигателя при его работе на моторных маслах с различными ВТХ и НТНС. Результаты измерений удельного расхода топлива усреднялись по трем нагрузочным характеристикам в целом, а также в отдельности для низких, средних и высоких частот вращения коленчатого вала.

Анализ результатов

Анализ полученных результатов позволил выявить влияние вязкости моторного масла на показатели удельного расхода топлива и мощности двигателя, рис. 4,5. Так же, как и для механических потерь, наблюдается определенный оптимум высокотемпературной вязкости, при котором удельный расход топлива минимален, а мощность двигателя максимальная. При этом положение оптимумов не совпадает. Более выраженной эта зависимость является для масел групп вязкостей SAE-20.

Причина этого выявлена на основании результатов длительного цикла испытаний, в ходе которого двигатель отработал по 120 моточасов на каждом из рассматриваемых вариантов моторных масел. По окончании испытаний путем обмера и взвешивания контрольных деталей (поршневых колец и вкладышей подшипников коленчатого вала), а также на основании анализа темпа накопления продуктов износа, определялись скорости изнашивания деталей. Также анализировалось изменение микропрофилей рабочих поверхностей этих деталей.

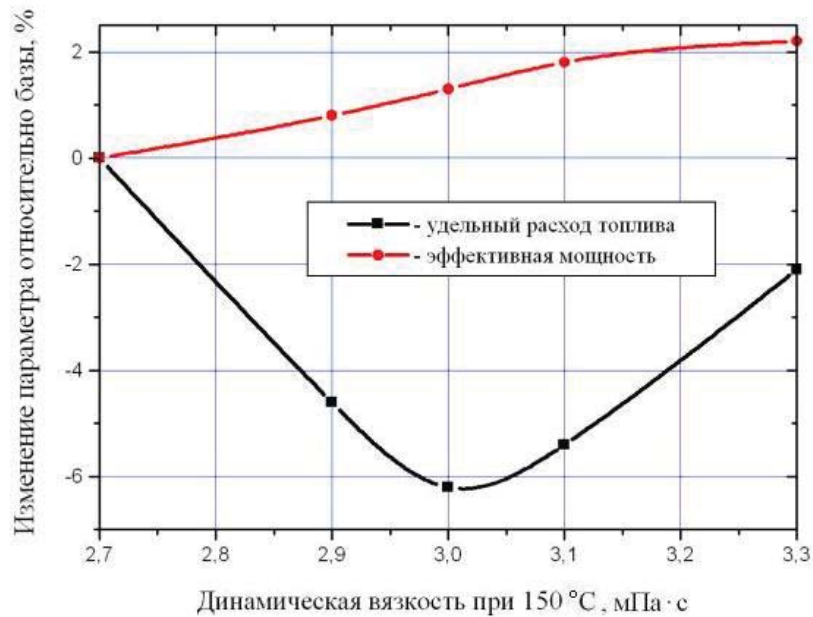


Рис. 4. Зависимость усредненных эффектов изменения мощности и удельного расхода топлива двигателя ВАЗ-2112 от величины высокотемпературной динамической вязкости. Базовое масло 5W-20

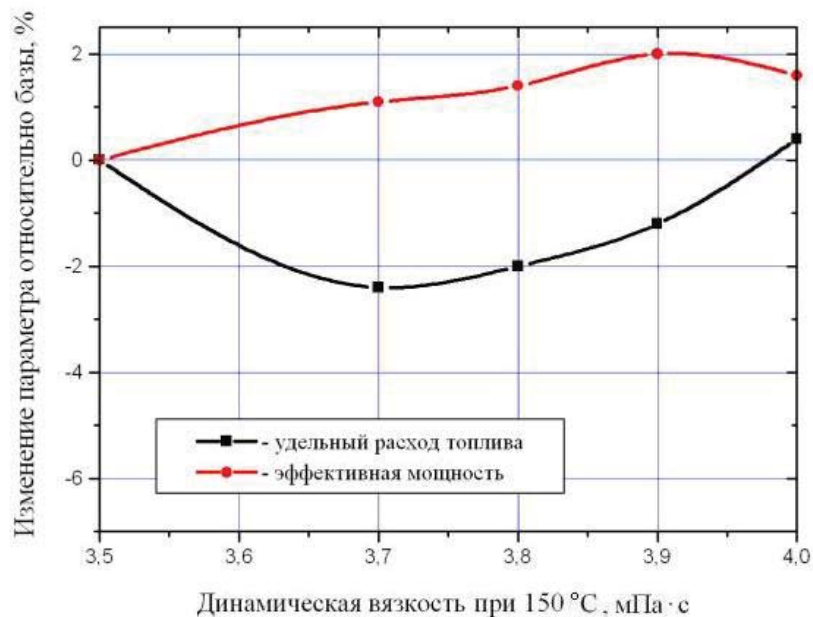


Рис. 4. Зависимость усредненных эффектов изменения мощности и удельного расхода топлива двигателя ВАЗ-2112 от величины высокотемпературной динамической вязкости. Базовое масло 5W-30

Выявлено существенное увеличение показателя R_a рабочих поверхностей вкладышей и поршневых колец после цикла длительных испытаний двигателя на маловязком моторном масле SAE-20, принятом за базу для дальнейших исследований. Это означает, что данное масло не обеспечивает достаточной несущей способности для формирования

разделяющего слоя в узлах трения, при этом в них формируются зоны микрозадиров. Увеличение высокотемпературной вязкости путем введения дополнительной загущающей присадки, повышает несущую способность и уменьшает зоны граничного трения, что подтверждается результатами анализа микропрофилей, а также существенным снижением темпа накопления продуктов износа. Причем увеличение процента добавления загущающей присадки монотонно и устойчиво уменьшает износ двигателя.

Усреднение данных стендовых моторных испытаний, проведенное дифференцировано для определенных скоростных режимов (с низкой, средней и высокой частотой вращения коленчатого вала), выявляет разницу в величинах оптимальной вязкости, обеспечивающей минимум расхода топлива при различных условиях эксплуатации двигателя, рис. 6.

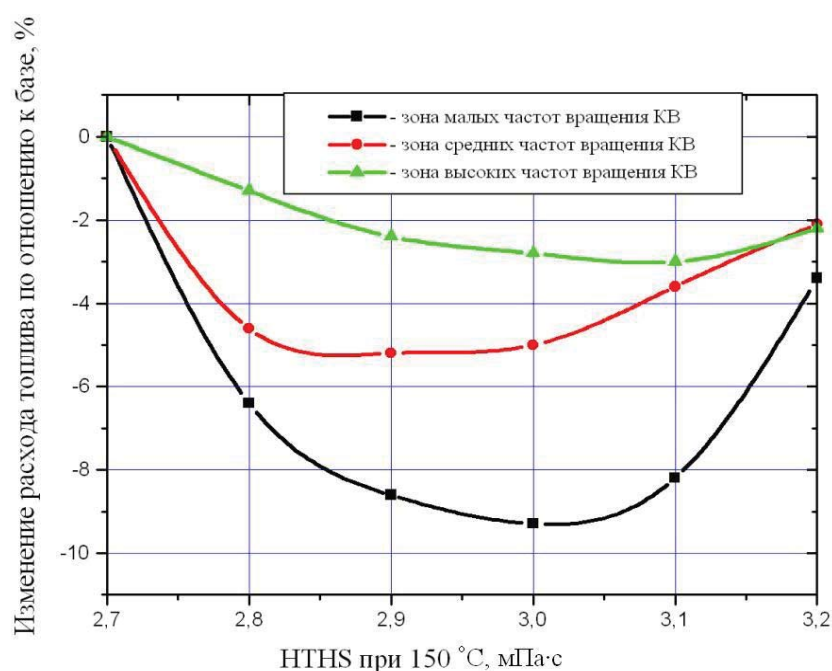


Рис. 6. Зависимость изменения удельного расхода топлива двигателя ВАЗ-2112 от величины высокотемпературной динамической вязкости на различных скоростных режимах. Базовое масло 5W-20

Полученные данные свидетельствуют о том, что в зоне режимов с малой частотой вращения коленчатого вала, характерных для городского цикла эксплуатации автомобиля, зависимость расхода топлива и эффективного КПД от параметра HTHS является наиболее выраженной. При этом оптимум ВТХ масла лежит в области больших HTHS. Очевидно, это определяется тем, что в зоне этих режимов линейные скорости относительного перемещения в подшипниках малы, что влечет за собой рост их нагруженности. Следовательно, велика протяженность зон нарушения гидродинамического трения, что увеличивает мощность трения в двигателе. Увеличение вязкости компенсирует этот фактор.

При преимущественной эксплуатации двигателя в зоне средних частот вращения коленчатого вала, эта зависимость уменьшается и оптимум НТНС сдвигается в меньшую сторону. В этой зоне пары трения двигателя преимущественно работают в режиме гидродинамики, зоны граничного трения малы. При этом снижение вязкости уменьшает гидродинамическое трение, что и дает эффект уменьшения расхода топлива. Однако, при чрезмерном уменьшении вязкости, зона граничного трения растет и вместе с ней наблюдается рост расхода топлива.

При высоких оборотах двигателя также наблюдается увеличение зон граничного трения, но в этом случае оно определяется ростом нагрузок на подшипники и увеличением температуры масла в рабочей зоне узлов трения, потому для оптимальных условий их работы требуется увеличение НТНС. Эффект влияния вязкости на технико-экономические показатели двигателя здесь выражен меньше, чем на других скоростных режимах.

Заключение

В результате исследований определено, что подбор оптимальной ВТХ моторного масла, сочетающей минимум расхода топлива и максимум эффективной мощности при обеспечении заданных ресурсных показателей двигателя, является сугубо индивидуальной задачей, зависящей от конструкции двигателя, преимущественных режимов его эксплуатации и степени износа, определяющей реальные зазоры в парах трения. Достижение оптимума определяется нахождением наилучшего сочетания потерь гидродинамического трения, протяженности зон граничного трения, а также свойствами антифрикционных и противоизносных присадок моторных масел. Зависимость скоростей износа пар трения двигателя от вязкости носит монотонно падающий характер с ростом параметра НТНС. При этом достижение оптимума путем рекомендации моторного масла лишь по соответствию его ВТХ определенной группе по SAE (как это практикуется в настоящее время) маловероятно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2. Т66 / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с., ил.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчётов на трение и износ. М., «Машиностроение», 1977. – 526 с.
3. Крагельский И.В. Трение и износ. Издание второе, переработанное и дополненное/ М., «Машиностроение», 1968. – 481 с.
4. Фукс И.Г. Введение в трибологию / Фукс И.Г., Буяновский И. А. – М.: Нефть и газ, 1995, 279 с.

5. Стефановский Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Стефановский Б.С., Скобцов Е.А., Корси Е.К. – М.: Машиностроение, 1972, 368 с.
6. Петриченко Р.М., Шабанов А.Ю. и др. Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС / Л. Изд. ЛГУ, 1990, 320 с.
7. Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Кудинов И.С., Метелев А.А. Влияние некоторых физико-химических показателей моторного масла на технико-экономические и ресурсные показатели поршневых бензиновых двигателей / Двигателестроение, 2011. № 1. – с. 24-28.
8. Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Кудинов И.С. Метод подбора оптимальной вязкостно-температурной характеристики смазочного масла для поршневого четырехтактного двигателя внутреннего сгорания / Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2011. № 1 (117). – с. 95-100.
9. Гуреев А.А., Фукс И.Г., В.Л. Лашхи Химмотология / М. Химия, 1986, 368 с.
10. Р. Балтенас и др. Моторные масла / М.: СПб: Алфа-Лаб, 2000, 272 с.
11. Синельников А.Ф., В.И. Балабанов. Автомобильные топлива, масла и эксплуатационные жидкости: краткий справочник/ ЗАО КЖИ «За Рулем», М., 2003, 176 г.

A.Yu. Shabanov, Yu.V. Galyshev, A.B. Zaitsev, A.A. Sidorov

EXPERIMENTAL RESEARCH OF INFLUENCE OF HIGH-TEMPERATURE VISCOSITY OF ENGINE OIL ON TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF THE HIGH-SPEED PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University

Abstract

In the article are discussed questions of influence of high-temperature viscosity of engine oil on the engine capacity of internal combustion, fuel consumption and speed of wear of surfaces of friction of the high-speed automobile engine are considered. The evidence of existence of optimum value of high-temperature viscosity of engine oil at which the minimum fuel consumption of the engine is reached are produced, dependence of value of size of optimum viscosity on load power working conditions is shown.

Key words: internal combustion engine, engine oil, viscosity, losses of friction, wear, fuel consumption

REFERENCES:

- [1] Friction, wear and lubrication. Reference. In 2 vol. KN.2. T66 / ed. by I. V. Kragelskii and V. V. Alisin. – M.: Mashinostroenie, 1979. – 358 p., il.
- [2] Kragelskii I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. S. Osnovy raschetov na trenie i iznos. M., "Engineering", 1977. – 526 p.
- [3] Kragelsky I. V., Friction and wear. Second edition, revised and enlarged/ M., "Engineering", 1968. – 481 p.
- [4] Fuks, I. G., Introduction to tribology / Fuks I. G., Buyanovskii I. A. – M.: Oil and gas, 1995, 279 p.
- [5] Stefanovsky, B. S. Testing of internal combustion engines / Stefanovsky, B. S., Skobtsov Y. A., Corsi, E. K.; – M.: Mashinostroenie, 1972, 368 p.
- [6] Petrychenko R. M., Shabanov A. Yu. and etc. the Friction and heat transfer in piston rings of internal combustion engines / L. Ed. LSU, 1990, 320 p.
- [7] Shabanov A. Yu., Zaitsev A. B., Kudinov S. I., Metelev A. A. the Influence of some physico-chemical parameters of engine oil on techno-economic and resource indicators piston diesel engines / Dvigatelsestroenie, 2011. No. 1. – pp. 24-28.
- [8] Shabanov A. Yu., Zaitsev A. B., Kudinov I. S. Method of selecting the optimal viscosity-temperature characteristics of lubricating oil for four-stroke piston internal combustion engine/ Nauchno-tehnicheskie Vedomosti SPbGPU, 2011. № 1 (117). – pp. 95-100.
- [9] Gureev A. A., Fuks I. G., V. L. Lashkhi Chemmotology / M. Chemistry, 1986, 368 p.
- [10] R. Baltanas etc. Engine oil / Moscow: St. Petersburg: Alfa-lab, 2000, 272 p.
- [11] Sinel'nikov A. F., Balabanov V. I. Automotive fuel, oil and fluids: quick reference / ZAO KZHI "Behind the Wheel", Moscow, 2003, 176 p.

САМОТОРМОЖЕНИЕ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ



¹Александр Николаевич Евграфов, заведующий кафедрой, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия.
Тел.: (812)297-4845, E-mail: alexevgrafov@mail.ru .



²Геннадий Николаевич Петров, к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия.
Тел.: (812)297-4845, E-mail: gnpet@mail.ru.

Аннотация

Рассмотрены процессы самоторможения рычажных механизмов на примере группы Ассура ВВВ. Определены условия, при которых возникают режимы самоторможения и оттормаживания.

Ключевые слова: самоторможение, оттормаживание, группа Ассура, структурная группа, идеальная кинематическая пара, трение.

В работе [1] используется метод составления уравнений равновесия и уравнений кинематического анализа плоских рычажных механизмов, основанный на размыкании замкнутых структурных групп и приведении их к структуре дерева. Показано, что величина общего для таких систем уравнений определителя D может служить критерием качества положения каждой структурной группы. Рассмотрим механизм, который взят в этой работе в качестве примера (рис.1 а).

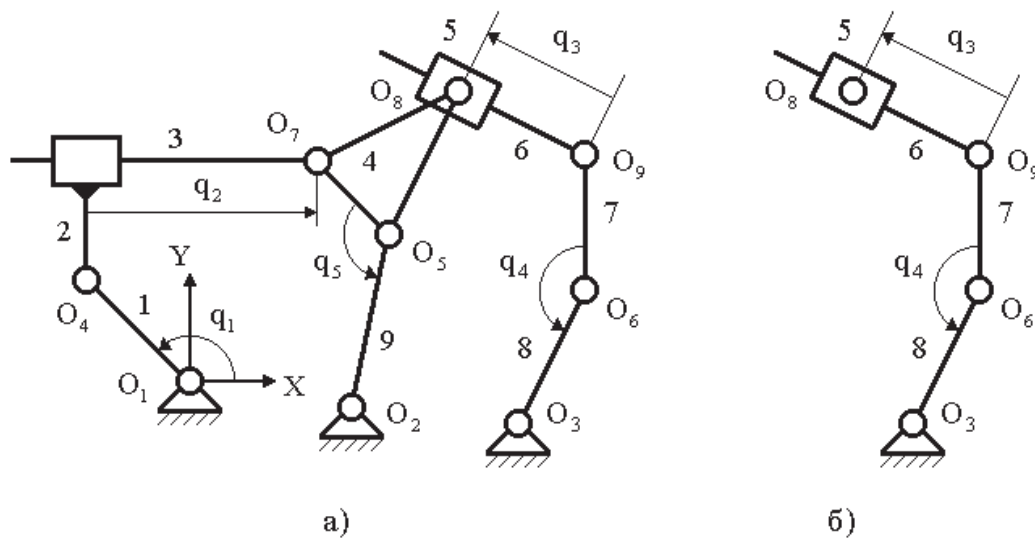


Рис.1

Для последней структурной группы механизма (рис.1.б) получено условие, при котором возможно самоторможение, если существенные силы трения возникают в пассивном шарнире O_9 :

$$\rho > D / O_3O_8O_9 = h, \quad (1)$$

где ρ – радиус круга трения,

D – удвоенная площадь треугольника $O_3O_8O_9$,

h – высота этого треугольника, проведенная из точки O_9 .

На рис.2.а показан общий вид одноконтурной структурной группы с тремя пассивными шарнирами. Она состоит из кинематических цепей А (звенья A', \dots, A'') и В (звенья B', \dots, B''). Внутренние кинематические пары (КП) этих цепей должны быть активными. Звенья A' и B' соединяются внешними пассивными шарнирами 1 и 2 соответственно со звеньями С и Е механизма. Внутренний пассивный шарнир 3 связывает звенья A'' и B'' . Например, для структурной группы (рис.1.б) кинематическая цепь А состоит из звеньев 5,6 с активной поступательной кинематической парой q_3 , цепь В – из звеньев 7,8 с активной вращательной КП q_4 . В частном случае, если структурная группа не имеет внутренних входов, мы получаем группу Ассура (два звена с тремя пассивными шарнирами).

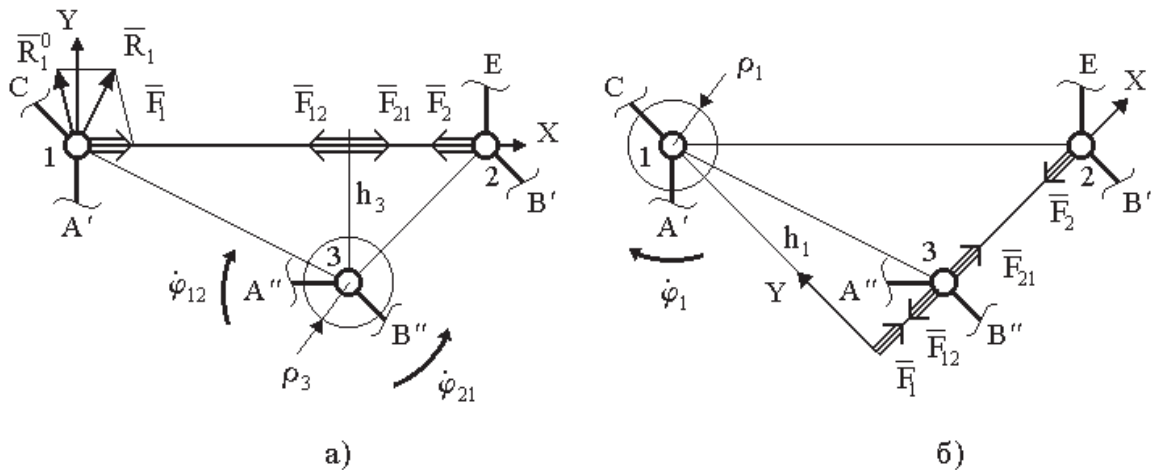


Рис. 2

Пусть нам известны реакции в КП без учета сил трения:

\bar{R}_1^0, \bar{R}_2^0 – реакции со стороны звеньев С и Е на звенья А' и В',
 \bar{R}_{12}^0 – реакция со стороны звена А'' на звено В'' ($\bar{R}_{12}^0 = -\bar{R}_{21}^0$).

Определение этих векторов сводится к решению линейной системы алгебраических уравнений [2]. Суммарные реакции (с учетом сил трения) будем искать в виде:

$$\bar{R}_1^1 = \bar{R}_1^0 + \bar{F}_1; \quad \bar{R}_2^1 = \bar{R}_2^0 + \bar{F}_2; \quad \bar{R}_{12}^1 = \bar{R}_{12}^0 + \bar{F}_{12}.$$

Чтобы баланс сил, действующих на группы звеньев А и В оставался неизменным, вектора $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \bar{F}_{12}, \bar{F}_{21}$ должны находиться на одной прямой и уравновешивать друг друга:

$$\bar{F}_1 = \bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21} = -\bar{F}_2 = \bar{F}. \quad (2)$$

Определим добавочные реакции, если учитывать трение только во внутреннем пассивном шарнире (рис.2.а). Введем локальную систему координат XY так, чтобы ось X проходила через два пассивных шарнира. Очевидно, что линия действия добавочных сил должна совпасть с осью X. Запишем выражение для момента во внутреннем шарнире:

$$|Fh_3| = \varepsilon_{21} F |h_3| = \rho_3 |\bar{R}_{12}^0 + \bar{F}|, \quad (3)$$

где F – проекция добавочной силы \bar{F} на ось X,

$\varepsilon_{21} = \text{sign}(\dot{\varphi}_{21}) = -\text{sign}(\dot{\varphi}_{12})$ – знак проекции добавочной силы, который определяется направлением относительной угловой скорости звеньев А'' и В'' (при $\varepsilon_{21}=1$ направление добавочных сил совпадает с направлением на рис.2.а),

h_3 – расстояние от шарнира 3 до линии действия добавочных сил,

ρ_3 – радиус круга трения.

Из (3) получаем следующие значения для силы F :

$$F = \frac{R_{12X} \pm \sqrt{R_{12X}^2 + \frac{h_3^2 - \rho_3^2}{\rho_3^2} R_{12}^2}}{\frac{h_3^2 - \rho_3^2}{\rho_3^2}} = \frac{R_{12X} \pm \sqrt{R_{12X}^2 + (k_{h3}^2 - 1)R_{12}^2}}{k_{h3}^2 - 1},$$

где R_{12X}, R_{12Y} – проекции вектора \bar{R}_{12}^0 на локальные оси X и Y ,

$k_{h3} = \frac{|h_3|}{\rho_3}$ – коэффициент запаса сборки.

Если коэффициент запаса сборки $k_{h3} > 1$, получаем единственное решение для силы F (знак ‘+’ выбираем, если $\varepsilon_{21} = 1$, знак ‘-’, если $\varepsilon_{21} = -1$):

$$F = \frac{R_{12X} + \varepsilon_{21} \sqrt{R_{12X}^2 + (k_{h3}^2 - 1)R_{12}^2}}{k_{h3}^2 - 1},$$

где $R_{12} = |\bar{R}_{12}^0|$.

В противном случае ($k_{h3} < 1$) получаем два решения (режим оттормаживания) или ни одного (режим самоторможения). Эти выводы совпадают с условием (1).

Определим аналогичное выражение для силы F , учитывая трение в пассивном шарнире 1 (рис.2.б):

$$F = \frac{R_{1X} + \sqrt{R_{1X}^2 + (k_{h1}^2 - 1)R_1^2}}{k_{h1}^2 - 1},$$

где $k_{h1} = \frac{|h_1|}{\rho_1}$, $R_1 = |\bar{R}_1^0|$.

Рассмотрим теперь структурную группу с пассивной поступательной кинематической парой (рис.3.а).

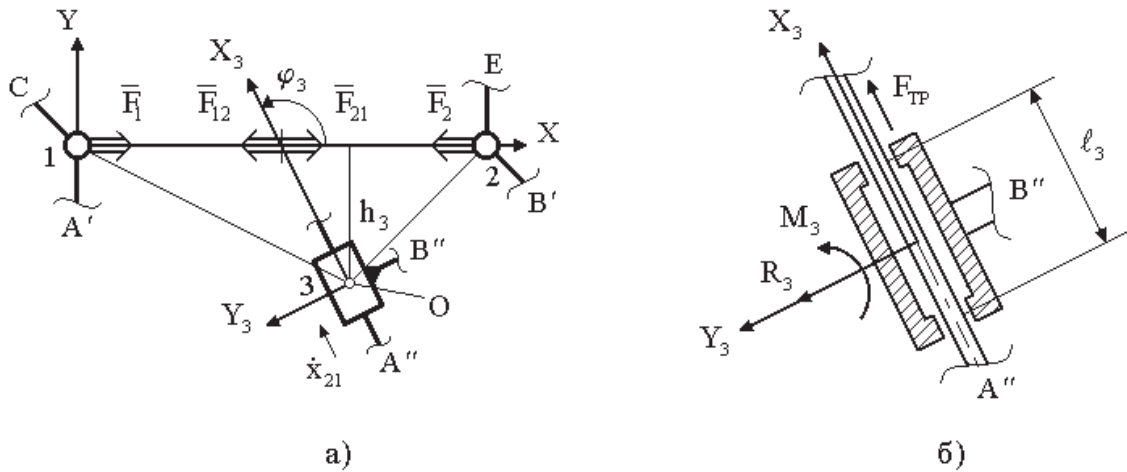


Рис. 3

Введем дополнительную локальную систему координат X_3Y_3 , связанную со звеном B'' . Ось X_3 направим по линии относительного перемещения звеньев A'' и B'' . Координата φ_3 задает угол между осями X и X_3 . Определим величину силы трения для модели поступательной КП в случае двухточечного контакта (рис.3.б):

$$|F_{\text{тр}}| = f \left(\left| \frac{R_3}{2} + \frac{M_3}{\ell_3} \right| + \left| \frac{R_3}{2} - \frac{M_3}{\ell_3} \right| \right) = f \left(\frac{1 + \varepsilon_p}{2} |R_3| + \frac{1 - \varepsilon_p}{\ell_3} |M_3| \right), \quad (4)$$

где $f = \text{tg} \alpha$ – коэффициент трения скольжения,

α – угол трения,

ℓ_3 – длина камня,

R_3, M_3 – нормальная реакция и момент в поступательной паре, приведенные к точке O ,

$$\varepsilon_p = \text{sign} \left(\left| \frac{R_3}{2} \right| - \left| \frac{M_3}{\ell_3} \right| \right).$$

Введем дополнительные силы, которые должны быть направлены по оси X и удовлетворять условию (2). Определим $F_{\text{тр}}, R_3, M_3$ с учетом силы \bar{F}_{12} :

$$|F_{\text{тр}}| = |F \cos \varphi_3|, \quad |R_3| = |R_{12} + F \sin \varphi_3|, \quad |M_3| = |M_{12} - F h_3|, \quad (5)$$

где R_{12} – проекция на ось Y_3 реакции со стороны звена A'' на звено B'' (если не учитывать силы трения),

h_3 – координата по оси Y точки O .

Подставим выражения (5) в (4):

$$|F \cos \varphi_3| = \varepsilon_M \varepsilon_{12} F \cos \varphi_3 = f \left(\frac{1 + \varepsilon_p}{2} |R_{12} + F \sin \varphi_3| + \frac{1 - \varepsilon_p}{\ell_3} |M_{12} - F h_3| \right), \quad (6)$$

где $\varepsilon_{12} = \text{sign} \dot{x}_{12}$ – знак проекции на ось X_3 силы F , который определяется направлением относительной линейной скорости звеньев A'' и B'' ,

$\varepsilon_M = \text{sign}(\cos \varphi_3)$ – «знак сборки» структурной группы.

Рассмотрим два возможных случая.

1. Односторонний контакт в поступательной паре ($\varepsilon_p = 1$). Определим из (6) добавочную силу:

$$F = \frac{\varepsilon_N R_{12} f}{\varepsilon_{12} \varepsilon_M \cos \varphi_3 - \varepsilon_N f \sin \varphi_3} = \frac{\varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N R_{12} \left(\frac{1}{f} \cos \varphi_3 + \varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N \sin \varphi_3 \right)}{\frac{1}{f^2} \cos^2 \varphi_3 - \sin^2 \varphi_3}, \quad (7)$$

где $\varepsilon_N = \text{sign}(R_{12} + F \sin \varphi_3)$.

По аналогии с вращательной парой введем понятие коэффициента запаса сборки:

$$k_{h3}^2 - 1 = \frac{1}{f^2} \cos^2 \varphi_3 - \sin^2 \varphi_3 \Rightarrow k_{h3} = \left| \frac{\cos \varphi_3}{\sin \alpha} \right|. \quad (8)$$

Подставим (8) в (7):

$$F = \frac{\varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N R_{12} \cos(\varphi_3 - \varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N \alpha)}{\sin \alpha (k_{h3}^2 - 1)}. \quad (9)$$

2. Двусторонний контакт в поступательной паре ($\varepsilon_p = -1$). Из (6) получаем значение добавочной силы:

$$F = \frac{2M_{12} f \varepsilon_N}{\ell_3 \left(\varepsilon_{12} \varepsilon_M \cos \varphi_3 + \varepsilon_N f \frac{2h_3}{\ell_3} \right)} = \varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N \frac{2M_{12}}{\ell_3} \frac{\left(\frac{1}{f} \cos \varphi_3 - \varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N \frac{2h_3}{\ell_3} \right)}{\left(\frac{1}{f^2} \cos^2 \varphi_3 - \frac{4h_3^2}{\ell_3^2} \right)}, \quad (10)$$

где $\varepsilon_N = \text{sign}(M_{12} - F h_3)$.

Коэффициент запаса сборки:

$$k_{h3}^2 - 1 = \frac{1}{f^2} \cos^2 \varphi_3 - 4 \frac{h_3^2}{\ell_3^2} \Rightarrow k_{h3} = \sqrt{\frac{f^2 + \cos^2 \varphi_3}{f^2} - 4 \frac{h_3^2}{\ell_3^2}}. \quad (11)$$

Подставим (11) в (10):

$$F = \varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N \frac{2M_{12}}{\ell_3} \frac{\left(\frac{1}{f} \cos \varphi_3 - \varepsilon_{12} \varepsilon_M \varepsilon_N \frac{2h_3}{\ell_3} \right)}{(k_{h3}^2 - 1)}. \quad (12)$$

Как в случае с вращательной парой, из (9) и (12) получаем, что условия $k_{h3} > 1$ достаточно, чтобы при работе структурной группы не возникало режимов самоторможения или оттормаживания.

Будем учитывать теперь силы трения во всех трех шарнирах (рис.4).

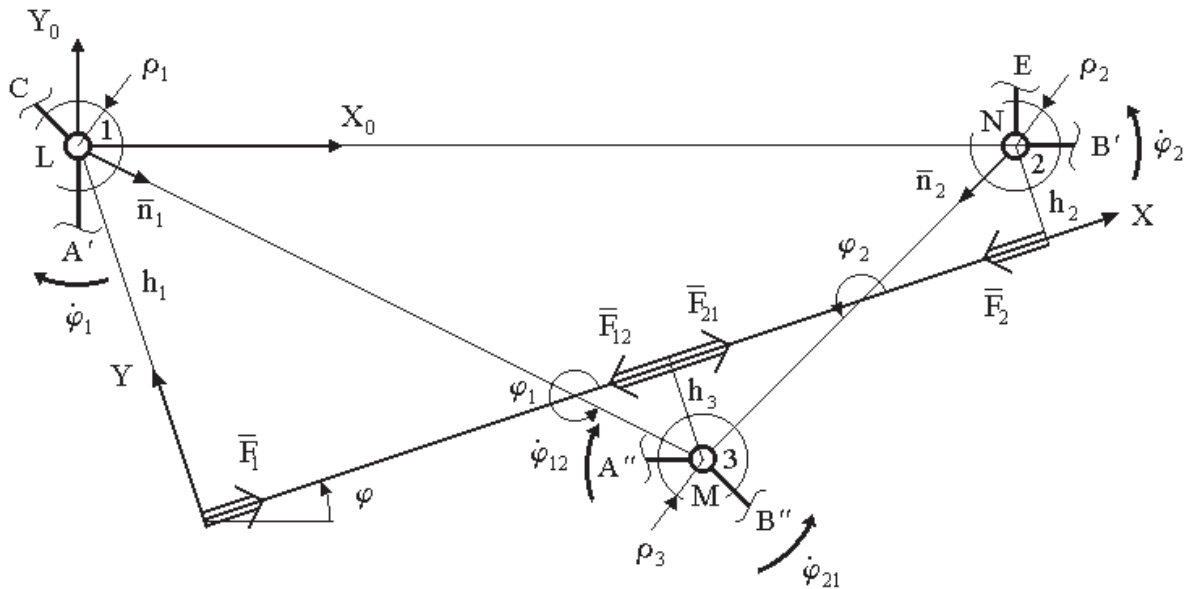


Рис. 4

Введем локальные системы координат X_0Y_0 и XY так, чтобы ось X_0 проходила через два внешних шарнира (линия LN), а ось X совпала с линией действия добавочных сил. Кратчайшие расстояния от точек L, N, M (оси пассивных шарниров) до оси X обозначим через h_1, h_2, h_3 . Начало нулевой системы координат выберем в точке L , а системы XY – в точке O , причем ось Y должна проходить через точку L , а величина $h_1 > 0$ (в проекции на ось Y). Углы $\varphi, \varphi_1, \varphi_2$ связывают ось X_0 соответственно с осью X и с единичными векторами \bar{n}_1 и \bar{n}_2 , которые направлены из точек L и N в точку M .

Введем обозначения:

$$\varepsilon_1 = \text{sign}(\dot{\varphi}_1); \quad \varepsilon_2 = \text{sign}(\dot{\varphi}_2); \quad \varepsilon_{12} = \text{sign}(\dot{\varphi}_{12}),$$

где $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ – угловые скорости звеньев A' и B' относительно звеньев C и E ;

$\dot{\varphi}_{12}$ – угловая скорость звена A'' относительно B'' ;

$\varepsilon_F = -\varepsilon_1$ – знак проекции добавочной силы на ось X ;

$\varepsilon_{h3} = -\frac{\varepsilon_{12}}{\varepsilon_1}$ – знак проекции вектора \overline{OM} на ось Y (знак h_3);

$\varepsilon_{h2} = -\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}$ – знак проекции вектора \overline{ON} на ось Y (знак h_2).

Запишем уравнения для определения добавочных сил:

$$\begin{cases} |h_1 F| = -\varepsilon_1 h_1 F = \rho_1 |\bar{F} + \bar{R}_1^0|; \\ |h_3 F| = \varepsilon_{12} h_3 F = \rho_3 |\bar{F} + \bar{R}_{12}^0|; \\ |h_2 F| = \varepsilon_2 h_2 F = \rho_2 |-\bar{F} + \bar{R}_2^0|; \\ \frac{h_3 - h_1}{\ell_1} = \sin(\varphi_1 - \varphi); \\ \frac{h_3 - h_2}{\ell_2} = \sin(\varphi_2 - \varphi), \end{cases} \quad (13)$$

где ρ_1, ρ_2, ρ_3 – радиусы кругов трения первого, второго и третьего пассивных шарниров,

ℓ_1, ℓ_2 – расстояния между пассивными шарнирами ($\ell_1 = |\overline{LM}|, \ell_2 = |\overline{MN}|$).
Неизвестными в системе уравнений (13) являются сила F , угол φ и расстояния h_1, h_2, h_3 . Преобразуем эту систему уравнений (избавимся от неизвестных h_1, h_2, h_3):

$$\begin{aligned} \sin(\varphi_1 - \varphi) &= \frac{\varepsilon_{12} \rho_3 |\bar{F} + \bar{R}_{12}^0| + \varepsilon_1 \rho_1 |\bar{F} + \bar{R}_1^0|}{\ell_1 F} = a; \\ \sin(\varphi_2 - \varphi) &= \frac{\varepsilon_{12} \rho_3 |\bar{F} + \bar{R}_{12}^0| - \varepsilon_2 \rho_2 |-\bar{F} + \bar{R}_2^0|}{\ell_2 F} = b. \end{aligned} \quad (14)$$

Выразим $\sin \varphi$ и $\cos \varphi$ через переменные a и b :

$$\begin{aligned} \cos \varphi &= \frac{b \cos \varphi_1 - a \cos \varphi_2}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}; \\ \sin \varphi &= \frac{b \sin \varphi_1 - a \sin \varphi_2}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}. \end{aligned}$$

Возведем эти выражения в квадрат и сложим:

$$1 = \frac{a^2 + b^2 - ab \cos(\varphi_2 - \varphi_1)}{\sin^2(\varphi_2 - \varphi_1)}. \quad (15)$$

Если подставить значения a и b из (14), то выражением (15) можно воспользоваться для определения неизвестной силы F .

Рассмотрим режим движения структурной группы, при котором сумма всех сил, включая силы инерции, действующих на каждую из групп звеньев, соединенных пассивными шарнирами, равна нулю. В этом случае имеем следующее соотношение реакций:

$$\bar{R}_1^0 = \bar{R}_{12}^0 = -\bar{R}_{21}^0 = -\bar{R}_2^0 = \bar{R}.$$

Из уравнений (13) получаем:

$$k_h = \frac{h_1}{\rho_1} = \frac{|h_2|}{\rho_2} = \frac{|h_3|}{\rho_3} = \frac{|\bar{F} + \bar{R}|}{|\bar{F}|},$$

то есть коэффициенты запаса сборок для всех шарниров равны. Назовем такой коэффициент запаса сборки геометрическим. Из (14) Определим значения a и b :

$$a = -k_h \frac{\varepsilon_{12}\rho_3 + \varepsilon_1\rho_1}{\varepsilon_1\ell_1}; \quad b = -k_h \frac{\varepsilon_{12}\rho_3 - \varepsilon_2\rho_2}{\varepsilon_1\ell_2}.$$

Из (15) получаем:

$$\sin^2(\varphi_2 - \varphi_1) = k_h^2 \left[\left(\frac{\varepsilon_{12}\rho_3 + \varepsilon_1\rho_1}{\ell_1} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{12}\rho_3 - \varepsilon_2\rho_2}{\ell_2} \right)^2 - \frac{(\varepsilon_{12}\rho_3 + \varepsilon_1\rho_1)(\varepsilon_{12}\rho_3 - \varepsilon_2\rho_2)}{\ell_1\ell_2} \cos(\varphi_2 - \varphi_1) \right]$$

$$k_h = \frac{|\sin(\varphi_2 - \varphi_1)|}{\sqrt{\left(\frac{\varepsilon_{12}\rho_3 + \varepsilon_1\rho_1}{\ell_1} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{12}\rho_3 - \varepsilon_2\rho_2}{\ell_2} \right)^2 - \frac{(\varepsilon_{12}\rho_3 + \varepsilon_1\rho_1)(\varepsilon_{12}\rho_3 - \varepsilon_2\rho_2)}{\ell_1\ell_2} \cos(\varphi_2 - \varphi_1)}}.$$

Чтобы линия действия добавочных сил (ось X) проходила так, как показано на рис.4, должны выполняться условия:

$$\varepsilon_{h2} = -\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} = -1; \quad \varepsilon_{h3} = -\frac{\varepsilon_{12}}{\varepsilon_1} = 1.$$

Если геометрический коэффициент запаса сборки при указанных знаках ε_{h2} , ε_{h3} меньше или равен 1, то невозможно подобрать такие реакции \bar{R}_1^0 , \bar{R}_2^0 , \bar{R}_{12}^0 , чтобы отсутствовали неблагоприятные режимы (самоторможение или оттормаживание) во всех шарнирах.

В общем случае при подходе структурной группы к описанному режиму движения коэффициенты запаса сборок приближаются к единице, происходит резкое увеличение сил трения. Структурная группа проходит опасный участок, ощутив внутренний удар (силы трения вызывают резкое изменение сил инерции). Если изменение сил инерции при увеличении сил трения не приводит к выходу из опасного режима, наступает режим самоторможения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Коловский М.З. Об одном критерии качества многоподвижных рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997. № 2. С. 92 – 98.
2. Betrancourt M. The animation and interactivity principles in multimedia learning. The Cambridge handbook of multimedia learning. R.E. Mayer (ed.). New York, Cambridge Univ. Press, 2006. 287 p.

3. Rick Parent. Computer Animation, 3rd ed.: Algorithms and Techniques. (The Morgan Kaufmann Series in Computer Graphics). San Francisco, Morgan Kaufmann Publishers Inc., CA, 2012, 542 p.
4. Вульфегрт Ф.Н., Кочегаров Б.Е. Компьютерное моделирование анимации механических систем / Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2016. № 1 (26). С. 24-32.
5. Мкртычев О.В. Компьютерное моделирование при силовом расчете плоских механизмов / Теория механизмов и машин. 2013. Т. 11. № 1(21). С. 77-83.
6. Зиборов К.А. Силовой анализ механизмов с помощью программы Mathcad / К.А. Зиборов, И.Н. Мацюк, Э.М. Шляхов // Теория механизмов и машин. 2010. №1. Том 8. С. 83 – 88.
7. Доронин Ф.А. Силовой анализ некоторых пространственных конструкций и механизмов с помощью пакета MathCad / Теория механизмов и машин. 2014. Том 12. №1(23). С. 59-69.
8. Бабичев Д.Т. Компьютерное моделирование работы плоских механизмов и многовариантное конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов / Теория механизмов и машин. 2011. Т. 9. № 2(18). С. 38-47.
9. Yarullin M.G., Khabibullin F.F. Theoretical and Practical Conditions of Bennett Mechanism Workability. Springer. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2017. Pp. 145-153.
10. Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и MathCAD / Теория механизмов и машин. 2008. Т. 6. №1(11) С. 71-80.
11. Петров Г.Н. Алгоритм кинетостатического расчета на ЭВМ замкнутых рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 3.
12. Evgrafov A.N., Petrov G.N. Drive selection of the multidirectional mechanism with excess inputs. Springer. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. pp. 31-37
13. Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer simulation of mechanisms. Springer. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2017. Pp. 45-56.
14. Yarullin M.G., Khabibullin F.F., Isyanov I.R. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage. Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 8, 2016, p. 477-482, ISSN 2345-0533.
15. Семенов Ю.А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах, ч.1: учеб. пособие / Ю.А.Семенов, Н.С.Семенова – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 286 с.
16. Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терешин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями //

- Научно-технические ведомости СПбГТУ. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2011. – №2(123). – С. 170–176.
17. А.Н.Евграфов, Г.Н.Петров. Геометрический и кинестатический анализ плоских рычажных механизмов второго класса // Теория механизмов и машин. – 2003. – № 2. – С. 50-63.
 18. Теория механизмов и машин: Учебник для студентов высш. проф. образования / М.З.Коловский, А.Н.Евграфов, Ю.А.Семенов, А.В.Слоущ. – 4-е изд., перераб. – М.: Изд. центр «Академия», 2013. – 560 с.
 19. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учебник / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н. Петров. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 248 с.
 20. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag. Berlin Heidelberg New York, 2000. 394 p.

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Абид С.А., 325
Аксенов Л.Б., 592
Алипиев О.Л., 754
Андреев А.К., 603, 666
Андрющенко Е.А., 325
Афанасьева И.Б., 2, 16

Б

Бабичев Д. Т., 80
Барахтин Б.К., 613
Баргазов Е.И., 754
Бахрами М.Р., 276
Башкарев А.Я., 692
Беззубова Е.Д., 692
Безруков А.В., 704
Белов А.В., 377
Березина Е.В., 285
Бобылёв Э.Э., 679
Болотов А. Н., 294
Бортяков Д.Е., 754
Буддимал Абейгунавардана А.В., 276
Бундур М.С., 538
Бурдо Г.Б., 294
Бурлуцкий В.С., 712, 719

В

Варгасов Н.Р., 30, 613, 625
Васильев А.К., 503, 515
Волков А.В., 285
Вологжанина С.А., 603
Волосатова Т.М., 414
Воробьева Г.А., 638
Воробьева Н.С., 439
Вуколов А. Ю., 58, 427, 471
Вульфсон И.И., 91

Г

Галышев Ю.В., 741, 804
Годлевский В.А., 285
Гомера В.П., 387
Гончаров Д. А., 471
Гоциридзе А.В., 648
Грачев А. А., 731
Гукасян С.Г., 304

Д

Давыденко Л.В., 560
Дидиков Р.А., 741
Добрецов Р.Ю., 741
Дорофеев В. Л., 304
Дударев А. С., 550
Дяшкин-Титов В.В., 439

Е

Евграфов А.Н., 815
Евсиков А.А., 480
Егоров Е.Н., 560
Егоров И. М., 315
Егорова О. В., 58
Егорова Ю.Б., 560
Ежова Н.В., 41
Елисеев В.В., 325, 346
Елисеев К.В., 335

Ж

Жавнер В.Л., 462
Жавнер М.В., 450
Жога В.В., 439
Журавлев А.А., 152
Журавлев Д.С., 625

З

Зайцев А.Б., 804
Зальцман Д., 471
Захарова С.П., 550
Зиновьева Т. В., 356

И

Иванов А. С., 367
Иванов А.П., 712
Иванова Г.В., 402
Иванова М.А., 140
Игнатъев А.А., 794
Иголкин А.Ф., 603
Исянов И. Р., 239

К

Кедо Д.Л., 648
Князева Е. В., 2
Князьков А.С., 704
Ковалёв М.Д., 109
Козов А.В., 414
Коковин В. А., 480
Крюков В. А., 119
Кудрявцев В. Н., 30
Кункин С.Н., 592
Купряшкин В.Ф., 704

Л

Лагунова М.В., 41

М

Максаров В.В., 572
Максютов Т. И., 471
Мамутов А.В., 656
Мамутов В.С., 656
Манжула К. П., 765
Мартынов К.В., 648
Матвеев И.А., 16
Махмутов М.М., 774
Меркулова О.В., 16
Миничев А. В., 489

Мирошниченко С.Т., 152
Москалец А.А., 346, 356

Н

Наумкин Н.И., 49, 704
Наумов А.В., 765
Несмиянов И.А., 439
Нефедьев Е.Ю., 387
Никитин С. В., 784
Нуянзин Е. А., 49

П

Паитова О.В., 402
Панков А.И., 704
Парфенов А.С., 285
Пелевин Н.А., 538
Петров А.А., 335
Петров Г.Н., 815
Платовских М. Ю., 131
Плотников Г.В., 712
Подольский М.Е., 140
Позынич Е.К., 719
Позынич К.П., 719
Полищук М.Н., 503, 515
Попов А.Н., 503, 515
Попов А.А., 402
Прокопенко В.А., 538
Прокурат Г.А., 58
Пуленец Н. Е., 503, 515
Пухлий В.А., 152
Пухлий П.В., 152

Р

Радкевич М.М., 613, 625
Рыжова Т.П., 414

С

Сайкова М.С., 387
Сахапов Р. Л., 774
Семенов Ю.А., 176
Семенова Н.С., 176

Серода Н. А., 191
Сидоров А.А., 804
Складнова Е.Е., 638
Скотникова М.А., 402
Смирнов А.Д., 387
Смирнова Ю.А., 603, 666
Соколов А.Г., 679
Соколов С.А., 731
Солодарь А.А., 70
Софийский И.Ю., 152
Степанов С.Н., 583
Степанов С.С., 583
Струкова А. В, 58

Т

Терешин В.А., 202
Тимофеев И.П., 131
Титов А. В., 427
Титов Ф.Л., 377
Ткаченко К.Т., 367
Третьяков В.М., 214
Тюремнов И.С., 794

У

Узунов Т.И., 754

Ф

Фаизов М.Р., 250

Фаттаев О.С., 414
Филиппенко Г.В., 227
Фомин А. И., 49

Х

Хабибуллин Р.А., 692
Хабибуллин Ф.Ф., 262
Халимоненко А.Д., 572

Ц

Цинман М.А., 712

Ч

Чеканин А.В., 527
Чеканин В.А., 527
Черенкова С.В., 140
Чжао Вэнь, 462
Чибисова Е.В., 560

Ш

Шабанов А.Ю., 804

Я

Яруллин М. Г., 239, 250, 262