

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ:
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ 2021
(ММЕСЕ-2021)

Материалы 10-й Международной
научной онлайн-конференции

24 июня 2021 года

MODERN MECHANICAL ENGINEERING:
SCIENCE AND EDUCATION 2021
(ММЕСЕ-2021)

Proceedings of an 10th International
Scientific Online Conference

Russia, June 24, 2021



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

Санкт-Петербург

2021

УДК 378.1:621.01

Современное машиностроение: наука и образование 2021 (MMESE-2021) : материалы 10-й Международной научной онлайн-конференции, 24 июня 2021 года / под ред. А. Н. Евграфова, А. А. Поповича. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021. – 776 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.

ISSN 2223-0807

doi:10.18720/SPBPU/2/id21-21

© Евграфов А. Н., Попович А. А.,
научное редактирование, 2021

© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2021

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. А.А. Попович, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия (председатель);
- ▶ Проф. А.Н. Евграфов, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия (сопредседатель);
- ▶ Проф. В. Д. Златанов, Университет Хранительных Технологий, г. Пловдив, Болгария;
- ▶ Проф. Н. Казаков – к.н., доцент, Технически Университет, Машиностроителен факултет, София, Болгария;
- ▶ Проф. В.И.Каразин, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- ▶ Проф. М.С.Кокорин, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- ▶ Проф. С.А. Любомудров, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- ▶ Проф. К.П.Манжула, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- ▶ Проф. М.М.Радкевич, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- ▶ Проф. Я. Райчик – д. н., зав. кафедрой "Технологии строительных процессов и материалов". Честоховский политехнический университет, Польша;
- ▶ Проф. Ramasubbu Sunder – Ph.D., Professor, Director Research, Bangalore Integrated System Solutions (P) Ltd, Индия;
- ▶ Проф. М.А.Скотникова, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- ▶ Проф. В.Е. Старжинский, Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель, Беларусь.

Предисловие

1-я Международная научно-практическая конференция «Современное машиностроение: Наука и образование (MMESE) 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.
- 7-я конференция 29-30 мая 2018 г.
- 8-я конференция 20 июня 2019 г.
- 9-я конференция 25 июня 2020 г.
- 10-я конференция 24 июня 2021 г.

Тематика конференции:

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

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», а в 2016-2019 гг. – в специальных выпусках журнала «International Review in Mechanical Engineering (IREME)».

Александр Евграфов

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ	1
Дьяченко В.А., Колесникова А.Ю. Материально-методическое обеспечение изучения технических дисциплин в промышленном дизайне.....	3
Иванов К.С. Двухподвижные передаточные механизмы. Новая технология преподавания.....	12
Кудрявцев В.Н., Парамонова В.А. Ролевые игры с элементами имитационного моделирования при изучении специальных дисциплин студентами инженерных направлений	26
Лагунова М.В., Иванова Л.А., Ежова Н.В. Смешанный формат обучения высшей математике в век цифровизации образования	45
Наумкин Н.И., Забродина Е.В., Забродин С.В. Использование ментальных карт при обучении дисциплине «Методика обучения технологии»	60
Перечесова А.Д., Калапышина И.И. Формирование профессиональных компетенций инженеров-исследователей по специальности мехатроника	71
Ситкин Д.С. Новые решения в обучении цифровым технологиям.....	80
Солодилова Н.А., Петраш В.И. Роль компьютерных технологий (САХ) в формировании профессиональных компетенций студентов машиностроительных специальностей	93

МЕХАНИКА МАШИН. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ ... 109

Евграфов А.Н., Терешин В.А. Влияние массы объекта управления на область устойчивости.....	111
Егоров И.М. Влияние погрешностей процесса зубофрезерования на точность прямозубых зубчатых колес	126
Каразин В.И., Козликин Д.П., Хисамов А.В., Хлебосолов И.О. Способ увеличения дискретности задания скорости вращения в испытательных центрифугах на базе привода SEW-EURODRIVE	137
Крюков В.А., Нгуен Ч.З. Имитационное моделирование выбега машинного агрегата с червячным редуктором	151
Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Внутренняя виброактивность машин с упругим передаточным механизмом	165
Смирнов А.С., Смольников Б.А. Диссипативная модель двойного математического маятника с неколлинеарными шарнирами	179
Смольников Б.А., Смирнов А.С. Колебания струны с внутренним трением	192
Суханов А. А. Движение юзом по наклонной плоскости	203
Третьяков В.М. Графический метод определения КПД планетарных передач	228
Худорожков С.И., Юркевич А.В. Теоретическое и экспериментальное исследование динамики транспортного средства с механической бесступенчатой передачей	243

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ 259

Бахрами М.Р., Аббасзаде А.

Влияние жесткости на изгибе и неоднородного граничного условия на прогиб натянутой струны при движении по ней объекта 261

Иванов Е.К., Иванова Г.В., Багин И.В., Данилгородский Д.И., Скотникова М.А.

Сравнительные исследования моторных масел на модернизированной машине трения СМЦ-2272

Ли Сяньшунь, Седакова Е.Б.

Применение метода молекулярно-динамического моделирования для исследования структурных изменений при адгезионном изнашивании политетрафторэтилена и его композита287

Мельников Б.Е., Платовских М.Ю., Чернышева Н.В.

Влияние двусвязности колебаний на поглощающую способность амортизирующих креплений 300

Рябикин А.Ю., Иванов Е.К.

Расширение технологических возможностей серийной машины трения СМЦ-2 312

Седакова Е.Б., Козырев Ю.П., Шубина Т.В., Жаров В.Е., Смирнов А.А.

Исследование особенностей изнашивания углеродных материалов 324

Филиппенко Г.В., Зиновьева Т.В.

О влиянии водородной коррозии на колебания трубы как многослойной цилиндрической оболочки 334

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА 349

Медунецкий В.М., Медунецкий В.В., Соляник А.Р.

Повышение гибкости сборочных роботизированных линий за счет использования технологического модуля карусельного типа 351

Нуждин К. А., Калапышина И.И.

Разработка системы разделения стеклянной тары для роботизированного комплекса364

Попков А.В., Бахшиев А.В. Разработка системы распознавания динамических жестов для устройств, содержащих инерциальный модуль (IMU)	373
Попов А.Н., Полищук М.Н., Решетов Д.В. Балансировка ротора испытательной центрифуги на основе 3d модели	389
Полищук М.Н., Попов А.Н., Решетов Д.В. Математическая модель ударного стенда	404
Чеканин В.А., Чеканин А.В. Решение задачи плотной упаковки объектов сложной геометрии	419
Чжао Вэнь, Янь Чуаньчао, Жавнер В.Л. Разработка и исследование системы приводов для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме	432
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ	447
Быченко Д., Козарь И.И., Шабалин Д. Н. Перспективы сверления труднообрабатываемых материалов с наложением осевых автоколебаний для повышения эффективности процесса обработки	449
Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б. Прогнозирование механических свойств и обрабатываемости резанием титанового сплава Ti-6Al-4V в зависимости от эквивалентов по алюминию и молибдену	471
Куликов Д.Д., Яблочников Е.И., Абышев О.А., Чукичев А.В. Проектирование технологических процессов в информационно-управляющей среде	487
Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Особенности компьютерного моделирования характеристик скорректированных гидростатических подшипников при их динамическом анализе	509
Помпеев К.П., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И., Волосатова Е.Е. Совершенствование конструкторско-технологической подготовки производства деталей на основе цифровой модели изделия	520

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ	547
 Аксенов Л.Б., Кункин С.Н., Потапов Н.М., Хрусталева И.Н. Расширение технологических возможностей торцевой раскатки трубных заготовок	549
 Арслан Х., Коротких М.Т. Электромеханические зажимные устройства с применением материалов с памятью формы	564
 Криницын М.Г. Селективное лазерное сплавление порошковых смесей $Cu-Ti_3AlC_2$	578
 Кузнецов П.А., Карачевцев И.Д., Просторова А.О., Третьяков В.П., Хрусталева И.Н. Технология эластостатического прессования и торцевой раскатки высокоплотных спеченных изделий	586
 Кузнецов П.А., Просторова А.О., Третьяков В.П., Яковицкая М.В. Методика испытания кольцевых образцов на растяжение эластичными элементами	599
 Мамутов В.С., Мамутов А.В., Арсентьева К.С., Блажевич В.В. Экспериментально-расчетная диаграмма предельных деформаций для проектирования электрогидроимпульсной штамповки	611
 Новоселов М.В., Попов А.И., Радкевич М.М. Электролитно-плазменное полирование коронарных стентов	623
 Попов А.И., Попова А.И., Радкевич М.М., Захаров С.В., Ролецкий И.А., Колесин К.Г. Анализ взаимодействия струйной электролитной плазмы с поверхностью нержавеющей стали	636
 Попов А.И., Радкевич М.М., Теплухин В.Г., Фумин А.С., Ковальчук В.В. Исследование процессов съема металла при электролитической струйной прошивке отверстий в нержавеющей стали	657

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ	675
Рудской А.И., Башкарев А.Я., Славутин Л.В. Долговечность полимерных композиционных материалов	677
Башкарев А.Я., Славутин Л.В., Бессонова В.Ю, Кущенко А.В. Положительное влияние отрицательных напряжений на адгезионную прочность и долговечность полимерных композитов	690
Васильев А.И., Добрецов Р.Ю. Энергозатраты автопоезда-гибрида с генераторной установкой	702
Елисеев К.В. Тензометрическая колесная пара. Практическая реализация и некоторые результаты тестирования	717
Манжула К.П., Валиулина А.А., Наумов А.В. Устойчивость криволинейных пластин при сжатии с учетом жесткости закрепления	735
Никитин С.В. Учет диссипации энергии в тяговом элементе в динамической модели цепного конвейеров	748
АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ	764

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ

УДК 621.01

В.А. Дьяченко¹, А.Ю. Колесникова²

МАТЕРИАЛЬНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИЗУЧЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ДИСЦИПЛИН В ПРОМЫШЛЕННОМ ДИЗАЙНЕ



¹Владимир Алексеевич Дьяченко,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79213301762, E-mail: dva40@inbox.ru.



²Анна Юрьевна Колесникова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79111844515, E-mail: ani_k@mail.ru.

Аннотация

Подготовка специалистов в области промышленного дизайна сегодня ведется в ряде ведущих технических университетов различных стран: Германия, США, Италия и др., тесно связанных с созданием новой техники. Среди них получила известность и школа промышленного дизайна СПбПУ.

В статье рассматривается направление совершенствования технической подготовки студентов-дизайнеров, путем создания и введения в учебный процесс и ОКР новой комплексной лаборатории инженерного творчества (ЛИТ), оснащенной образцами современной элементной базы машин и оборудования, электроинструмента, монитора, установками цифрового прототипирования и т.п.

Ключевые слова: промышленный дизайн, совершенствование технической подготовки, создание лаборатории инженерного творчества.

Введение

Более 20 лет в СПбПУ осуществляется подготовка промышленных дизайнеров вначале на проектно-конструкторской кафедре «Автоматы», а

затем на кафедре «Дизайн и инженерная графика». С самого начала такая подготовка основывалась на тесной взаимосвязи собственно дизайнерского обучения и создаваемыми на кафедре по заказам промышленности новых машин и оборудования, либо в работе студентов-дизайнеров в проектно-конструкторских подразделениях предприятий партнеров, на которых студенты проходили практику и дипломные проектирование под руководством ведущих инженеров и опытных преподавателей-дизайнеров кафедры. В результате такого творческого содружества студентов с инженерами, изобретателями и профессиональными дизайнерами вскоре сформировалась и получила известность Политехническая школа промышленного дизайна.

Многие организационные и структурные преобразования в СПбПУ и высшей школы, да и современное состояние промышленности в целом существенно изменили условия подготовки промышленных дизайнеров. Для Политехнической школы промышленного дизайна нависла угроза потерять право оставаться в числе лидеров.

Ниже приведены соображения и рекомендации о возможных путях существенного повышения качества подготовки студентов-дизайнеров в области технических дисциплин и промышленно дизайна в целом.

Направление усовершенствования образовательного процесса

Сегодня в соответствии в учебным планом блок технических дисциплин в промышленном дизайне включает:

- Материаловедение.
- Основы конструирования.
- Проектная графика промышленного дизайна.
- Инженерное проектирование.

Для расширения кругозора промышленного дизайнера весьма полезен был бы и хорошо иллюстрированный мультимедийными компьютерными презентациями курс «Современные технологии производства», разработанный и опробованный в Высшей школе автоматизации и робототехники (ранее — кафедра Автоматы).

Качественное обучение этим дисциплинам требует организации в СПбПУ современной комплексной «Лаборатории инженерного творчества» (ЛИТ). В ЛИТ должно быть представлено материально-техническое обеспечение изучения всех перечисленных выше дисциплин, включая конструкционные материалы, образцы современной элементной базы машиностроения, электроинструмента, а также плазменные технологии с соответствующими демонстрационными и методическими материалами, компактную установку 3D-виртуальной реальности (цифрового прототипирования) и 3D-принтером.

Так, на стендах ЛИТ, посвященных материаловедению, студенты могли бы видеть и подержать в руках образцы различных металлов и сплавов, их типовые профили, в виде которых они поступают в продажу, разновидности покрытий. То же касается полимерных и композиционных материалов, проводов. А на плазменной панели студенты могли бы видеть более широкий спектр таких материалов, их физико-механические характеристики, перечень фирм-производителей, цены, области применения и т.п.

Основы конструирования — весьма важный и многоплановый раздел ЛИТ, обеспечивающий техническую подготовку студентов-дизайнеров. Здесь студенты знакомятся на плазменной панели с разновидностями сил, нагружающих изделия, возникающие напряжения с учетом геометрических характеристик изделий и свойств выбранного материала, а также наличия концентраторов напряжений.

Основное внимание в построении этого раздела ЛИТ должно быть уделено оснащению его наиболее распространенной и широко используемой в технике элементной базы с пояснением принципов построения и работы, а также конструктивных решений (клиновые устройства, разновидности крепежа, двигатели, передачи, вала и их опоры, муфты, грузоподъемные устройства, транспортеры и т.п.). На соответствующих стендах основные конструктивные модули должны быть представлены как в собранном виде (с необходимыми разрезами), так и в разнесенном виде, а на мониторе также должны быть представлена и анимация их работы в различных режимах.

Весьма значимой в блоке технических профессиональных дисциплин является «Проектная графика промышленного дизайна». Здесь постигается и совершенствуется многоаспектное графическое мастерство студентов-дизайнеров. На практических занятиях они знакомятся и анализируют различные шрифто-графические композиции (титульные листы, оглавления научно-популярных журналов, проспектов продукции фирм, товарные знаки, логотипы, знаки обслуживания, графики и диаграммы и т.п.), большое внимание уделяется техническому рисунку, скетчам, стилизации и наглядному отображению различных схем (кинематических, комбинированных, расчетных, эргономических и др.).

Студенты также знакомятся с основами инженерной графики и на примерах изображения общих видов изделий, их 3D-моделей, взрыв-схем, отдельных деталей и схем видят тесную интеграцию современной инженерной и дизайнерской графики.

Примеры 2-3 индивидуальных студенческих альбомов по проектной графике в промышленном дизайне, представленные на компьютере или в печатном виде, будут хорошим наглядным пособием для изучающих данную дисциплину.

На компьютерных мониторах также должны быть представлены лучшие примеры графической подачи курсовых проектов, выпускных бакалаврских и магистерских работ в области промышленно дизайна и методические материалы к их разработке.

«Инженерное проектирование» - завершающая дисциплина технического цикла в подготовке промышленных дизайнеров, формирующая кругозор и основные понятия в области системного проектирования новых наукоемких машин и комплексов, знакомит с терминологией проектирования и исследованием технологических процессов и производственных машин.

Студенты знакомятся с технологиями CALS-проектирования машин и оборудования (в том числе с технологией параллельного проектирования) в любых отраслях промышленности, а также с основными системами программного обеспечения и их возможностями. Важным для дизайнера инструментом CALS-проектирования являются системы 3D-виртуальной реальности (цифрового прототипирования), а также технологии и установки быстрого прототипирования (RP).

Но основное внимание в курсе должно быть уделено различным аспектам человекоориентированного проектирования комплексов «человек-машины-среда» (ЧМС) (рис. 1) на основе высокоэффективного технологического процесса и с учетом основных критериев: интеграция функциональных возможностей, всемерного ресурсосбережения (энергии, материалов, трудозатрат), малорисковых технологий (экологически приемлемых), обеспечение требуемых технических характеристик, безопасности и комфорта труда оператора, новизны конструкции и дизайнерского совершенства.

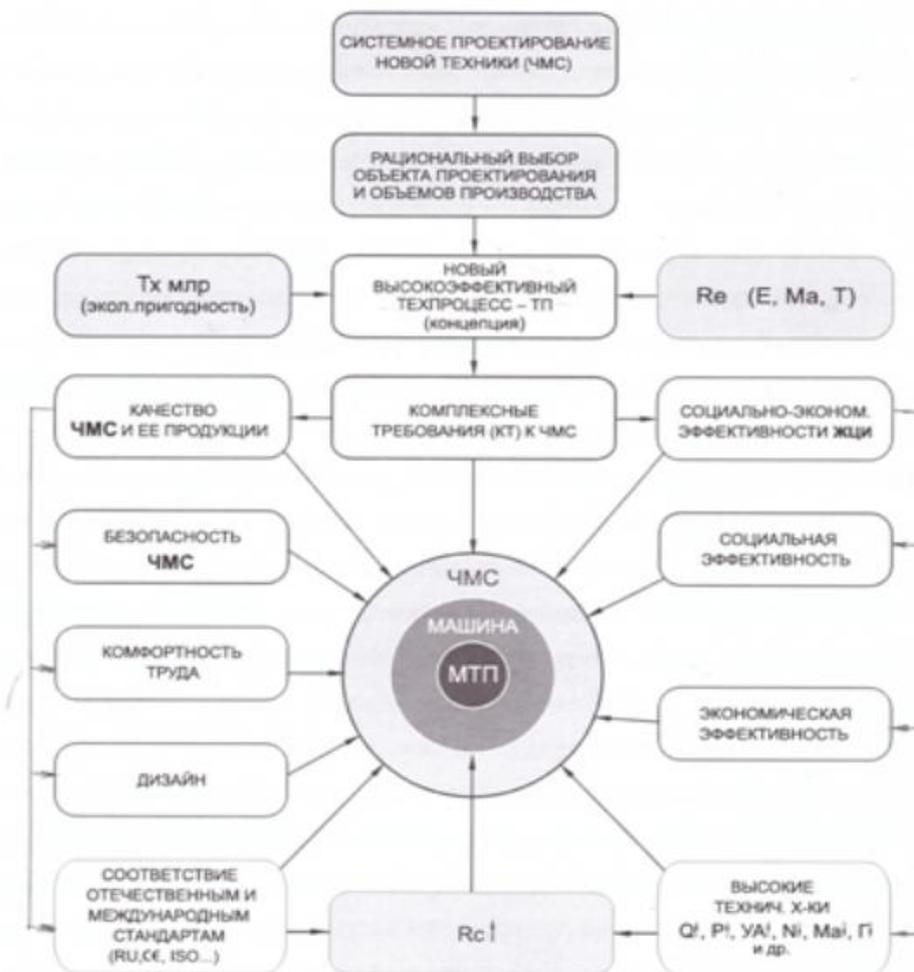


Рис. 1 Подходы и критерии оценки результатов проектирования производственной системы (комплекса) ЧМС

На компьютерных презентациях курса широко представлены примеры современных производственных машин (станки, автоматические линии, роботизированные комплексы), автомобилей, поездов, дорожно-строительной техники, высотных сооружений (мосты, уникальные здания, телевизионные башни, колеса обозрения и т. п.). Приведены и примеры неудачных инженерных сооружений, поясняются и причины неудач.

Заключение

Создание качественно новой лаборатории инженерного творчества может существенно повысить образовательный и творческий потенциал студентов, обучающихся в области промышленного дизайна. Лаборатория также может быть полезна студентам других профилей подготовки. Создание такой лаборатории может быть осуществлено, в основном,

силами преподавателей, сотрудников и студентов СПбПУ на площадях одного из залов ВШДиА при наличии соответствующего финансирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Крайнев, А.Ф. Удивительная механика. - М.: Машиностроение, 2005. - 120 с.: ил.
- [2] Схемы технологических машин: учеб. пособие / С.В.Павлюченко и др.; под общей ред. В.А.Дьяченко. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. - 122с.
- [3] Проектирование и моделирование промышленных изделий. Методическое пособие к выполнению курсового проекта по дисциплине (промышленный дизайн) / В.А.Дьяченко, Т.А.Никитина, О.В.Серякова, Ю.Т.Хрузин. - М.: Оргсервис, 2007. - 30 с.
- [4] Промышленный дизайн: учебн. пособие / под ред. В.А.Дьяченко. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. - 241 с.- Вакуумная техника.
- [5] Проектная графика. Справочно-методическое пособие к курсовому проекту/ В.А.Дьяченко, Т.А.Никитина, Ю.Т.Хрузин. - М.: «Оргсервис-2000», 2006. - 68 с.
- [6] Чекмарев, А.А. Справочник по машиностроительному черчению / А.А.Чекмарев, В.К. Осипов. - 8-е изд., стер. - М.: Высш. шк., 2008. - 493 с.: ил.
- [7] Проектирование и моделирование промышленных изделий. Учебн. для вузов / С.А.Васин, А.Ю.Талащук, В.Г.Бандорин, Ю.В. Граговенко, Л.А.Морозова, В.А.Редько; под общ. ред. С.А.Васина, А.Ю.Талащука. - М.: Машиностроение, 2004. - 692 с.: ил.
- [8] Орлов, П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. Изд. 3-е. - М.: Машиностроение, 1998. Т1, Т2, Т3.
- [9] Дьяченко, В.А. Пропедевтика. Промышленный дизайн: учебн. пособие/ В.А.Дьяченко, Р.М. Майстренко, Ю.Т. Хрузин. - СПб.: Из-во Политехн. ун-та, 2012. - 52 с.
- [10] Отто А. Курс промышленного дизайна. Эскиз, воплощение, презентация. - М.: Художественно-педагогическое из-во, 2005. - 158 с.
- [11] Мунипов, В.М. Эргономика: человекоориентированное проектирование техники, программных средств и среды: Учебник./ В.М. Мунипов, В.П. Зинченко. М.: Логос, 2001. — 356 с.: ил.
- [12] Нестеренко, О.И. Краткая энциклопедия дизайна. М.: Мол. Гвардия, 1994. - 315с.: ил.
- [13] Албагачиев, А.Ю. Промышленный дизайн и применение принципов универсальности при проектировании технических изделий / А.Ю. Албагачиев, И.Ю.Мамедова, М.Л.Соколова, Н.Е.Милячакова// Вестник машиностроения/ МТУ. 2017. № 11. С. 84-86.

- [14] Албагачиев, А.Ю. Дисциплинарные функции промышленного дизайна/ А.Ю.Албагачиев, И.Ю.Мамедова, М.Л.Соколова, Н.Е.Мильчакова // Вестник машиностроения/ МТУ. 2018.№ № 8. С. 87-88.
- [15] Клименко, В.А. Аналитические заметки о проблемах высшего дизайн-образования в России /Клименко В.А., Павловская Е.Э.// Вестник Томского государственного университета. История. /ТГУ. 2019. № 59. С. 210-217.
- [16] Чукичев, А.В. Развитие производственно-технологической лаборатории как прототипа индустриальной киберфизической системы/ Чукичев А.В., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И.//Современное машиностроение: наука и образование: Сб. мат. под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича/ СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2020. № 9. С. 43-54.

V. A. Dyachenko, A. Yu. Kolesnikova

MATERIAL AND METHODOLOGICAL SUPPORT FOR THE STUDY OF TECHNICAL DISCIPLINES IN INDUSTRIAL DESIGN

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Training of specialists in the field of industrial design is currently conducted in a number of leading technical universities in various countries: Germany, the United States, Italy, etc., which are closely related to the creation of new technology. Among them, the school of industrial design of SPbPU became famous.

The article discusses the direction of improving the technical training of design students by creating and introducing into the educational process and ROC a new integrated laboratory of engineering creativity (LIT), equipped with samples of modern element base of machines and equipment, power tools, monitors, digital prototyping installations, etc.

Key words: industrial design, improving the technical training, the creation of the laboratory of engineering creativity.

REFERENCES

- [1] Krainev, A. F. Amazing mechanics. - M.: Mashinostroenie, 2005. - 120 p.: ill.

- [2] Schematics of technological machines: textbook. manual / S. V. Pavlyuchenko et al.; under the general editorship of V. A. Dyachenko. - St. Petersburg: Polytech Publishing House. un-ta, 2011. - 122s.
- [3] Design and modeling of industrial products. Methodological guide to the implementation of the course project on the discipline (industrial design) / V. A. Dyachenko, T. A. Nikitina, O. V. Seryakova, Yu. T. Khruzin. - M.: Orgservis, 2007. - 30 p.
- [4] Industrial design: textbook. manual / ed. by V. A. Dyachenko. - St. Petersburg: Polytech Publishing House. un-ta, 2012. - 241 p. - Vacuum technology.
- [5] Project schedule. Reference and methodological guide to the course project / V. A. Dyachenko, T. A. Nikitina, Yu. T. Khruzin. - M.: "Orgservis-2000", 2006. - 68 p.
- [6] Chekmarev, A. A. Handbook of machine-building drawing / A. A. Chekmarev, V. K. Osipov. - 8th ed., ster. - M.: Higher School, 2008. - 493 p.: ill.
- [7] Design and modeling of industrial products. Textbook. for universities / S. A. Vasin, A. Yu. Talashchuk, V. G. Bandorin, Yu. V. Gragovenko, L. A. Morozova, V. A. Redko; under the general editorship of S. A. Vasin, A. Yu. Talashchuk. - Moscow: Mashinostroenie, 2004. - 692 p.: ill.
- [8] Orlov, P. I. Fundamentals of construction. Reference and methodological manual. Ed. 3-E.-M.: Mashinostroenie, 1998. T1, T2, T3.
- [9] Dyachenko, V. A. Propedevtika. Industrial design: textbook. manual/ V. A. Dyachenko, R. M. Maistrenko, Yu. T. Khruzin. - St. Petersburg: Iz-vo Polytech. un-ta, 2012. - 52 p.
- [10] Otto A. Course of industrial design. Sketch, embodiment, presentation. - Moscow: Art and Pedagogical Publishing House, 2005. - 158 p.
- [11] Munipov, V. M. Ergonomics: human-oriented design of equipment, software and environment: Textbook. /V. M. Munipov, V. P. Zinchenko. M.: Logos, 2001. - 356 p.: ill
- [12] Nesterenko, O. I. Brief encyclopedia of design. M.: Mol. Gvardiya, 1994. - 315s.: ill.
- [13] Albagachiev, A. Yu. Industrial design and application of the principles of universality in the design of technical products / A. Yu. Albagachiev, I. Yu. Mamedova, M. L. Sokolova, N. E. Milchakova// Vestnik mashinostroeniya/ MTU. 2017. No. 11. pp. 84-86.
- [14] Albagachiev, A. Yu. Disciplinary functions of industrial design/ A. Yu. Albagachiev, I. Yu. Mamedova, M. L. Sokolova, N. E. Milchakova // Vestnik mashinostroeniya / MTU. 2018. No. 8. pp. 87-88.
- [15] Klimenko, V. A. Analytical notes on the problems of higher design education in Russia /Klimenko, V. A., Pavlovskaya, E. E. // Vestnik

Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. History. / TSU. 2019. No. 59. pp. 210-217.

- [16] Chukichev, A.V., Timofeeva, O. S., Yablochnikov, E. I., Razvitie promyshlenno-tehnologicheskoi laboratorii kak prototipa industrialnoy kiberfizicheskoy sistemy //Development of a production and technological laboratory as a prototype of an industrial cyberphysical system: edited by A. N. Evgrafov and A. A. Popovich/ St. Petersburg: POLYTECH_PRESS, 2020. No. 9. pp. 43-54.

УДК 621.01

К.С. Иванов

ДВУХПОДВИЖНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ. НОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПРЕПОДАВАНИЯ



Константин Самсонович Иванов,
Алматинский университет энергетики и связи имени
Гумарбека Даукеева
Казахстан, Алматы
Тел.: (727)248-3052, E-mail: ivanovgreek@mail.ru.

Аннотация

Объектом исследования является передаточный механизм с двумя степенями свободы, имеющий один вход и один выход. Такой механизм в курсе теории механизмов и машин ранее не рассматривался, так как он считается статически неопределимым. Однако выполненные научные исследования доказали возможность достижения определенности движения. Для этой цели необходимо использовать дополнительную связь принципиально нового типа – связь силы и скорости.

В статье представлены основы теории двухподвижных передаточных механизмов, способных существовать в режиме установившегося движения.

Ключевые слова: двухподвижный механизм, определенность движения, сило-скоростная связь.

1. Введение

В теории механизмов и машин в настоящее время рассматриваются только определимые двухподвижные механизмы, у которых число входных звеньев соответствует числу степеней свободы [1]. При их исследовании решается обратная задача динамики с использованием уравнений движения Лагранжа 2-го рода, которые сводятся к определению ускорений входных звеньев.

В настоящей работе объектом исследования является кинематическая цепь с двумя степенями свободы с одним входом и одним выходом. При исследовании такой цепи решается прямая задача динамики в режиме установившегося движения с использованием уравнений кинестатики, которые сводятся к определению скоростей звеньев и реакций в кинематических парах. Рассматриваемая кинематическая цепь может иметь определимость движения и обладать принципиально новыми свойствами.

В машиностроении широко используется переключаемая автоматическая ступенчатая коробка передач, имеющая две степени свободы на каждой ступени. В этой передаче используется дополнительная связь момента с угловой скоростью. Эту связь в ограниченных пределах (на каждой ступени) создает гидротрансформатор.

В последнее время предпринимаются попытки использования двухподвижной кинематической цепи для создания саморегулирующегося передаточного механизма или бесступенчато регулируемой передачи с широким диапазоном регулирования. Для этой цели в кинематическую цепь вводится дополнительная связь, расширяющая диапазон регулирования. Крокетт [2] и Волков [3] использовали гидродинамический преобразователь в сочетании с многозвенным дифференциальным зубчатым механизмом. Гулия [4] предложил использовать многозвенный фрикционный вариатор с центробежным регулированием. Харрис [5] предложил вместо преобразователя использовать фиксацию одного из звеньев при трогании с места, полагая, что после старта будет иметь место определимость движения. Веденеев [6] представил планетарный механизм, в котором, по его мнению, рассчитанные геометрические параметры создают дополнительную связь. Однако предложенные конструкции имеют сложные схемы и низкую надежность работы. Схемы [2, 3, 5] созданы при отсутствии теоретического обоснования определимости движения рассматриваемой двухподвижной системы.

Автор использовал двухподвижную кинематическую цепь с подвижным замкнутым контуром для анализа определимости ее движения. Было доказано, что наличие подвижного замкнутого контура является необходимым условием определимости движения. Замкнутый контур позволяет перенести все внешние силы при установившемся движении на звено приведения и получить условия равновесия статики всей кинематической цепи [7]. В дальнейшем при выполнении силового анализа цепи была найдена неуравновешенная сила, приводящая к неопределимости движения. Определимость движения достигается путем замены этой неуравновешенной силы другой силой, которую может создать дополнительная связь, требующая затрат мощности [8]. Эта связь

должна соответствовать закону сохранения энергии и иметь параметры силы и скорости.

В качестве дополнительной сило-скоростной связи можно использовать связь, создаваемую силой трения. Действие силы трения скольжения можно представить в форме связи силы и скорости, которая называется законом трения [9].

Двухподвижная кинематическая цепь с дополнительной сило-скоростной связью, имеющая один вход и один выход, является двухподвижным передаточным механизмом. Автор доказал, что такой механизм обладает свойством силовой адаптации к переменной нагрузке, является адаптивным механизмом [8]. Адаптивный механизм работает автономно без системы управления движением.

Разработанные автором адаптивные механизмы испытаны, запатентованы и опубликованы. Соответствующие сведения и анимационные модели адаптивных механизмов представлены на сайте «adaptation.kz».

Адаптивные механизмы имеют большое практическое значение. Они могут использоваться в качестве саморегулирующихся передаточных механизмов или компактных бесступенчатых коробок передач. Простота конструкции позволяет широко использовать их в робототехнике и аэрокосмической отрасли.

В настоящей работе представлены основы теории двухподвижных передаточных механизмов, которая может стать новой технологией преподавания в курсе теории механизмов и машин.

2. Описание исходной кинематической цепи двухподвижного зубчатого передаточного механизма

Кинематическая цепь принципиально нового передаточного механизма с двумя степенями свободы (рис. 1а.) содержит стойку 0, входное водило H_1 , подвижный замкнутый контур с зубчатыми колесами 1-2-3-6-5-4 и выходное водило H_2 . Замкнутый контур, имеющий нулевую подвижность, содержит сателлит 2, блок солнечных колес 1-4, блок кольцевых колес 3-6 и сателлит 5. Водила H_1 и H_2 являются начальными звеньями механизма. Начальные звенья могут иметь заданные угловые скорости ω_{H_1} и ω_{H_2} и заданные моменты сил M_{H_1} и M_{H_2} . Входной момент двигателя является постоянным $M_{H_1} = const$, выходной момент сопротивления M_{H_2} может принимать различные значения в пределах заданного диапазона. Выходная угловая скорость по условию силовой адаптации зависит от выходного момента сопротивления. При наличии определмости движения и равенстве работ (или мощностей) движущей

силы и сил сопротивления рассматриваемая механическая система будет находиться в режиме установившегося движения при каждом заданном моменте сопротивления ($\omega_{H1} = const, \omega_{H2} = const$). При изменении момента сопротивления будет происходить переходный режим движения с достижением соответствующего нового значения выходной угловой скорости.

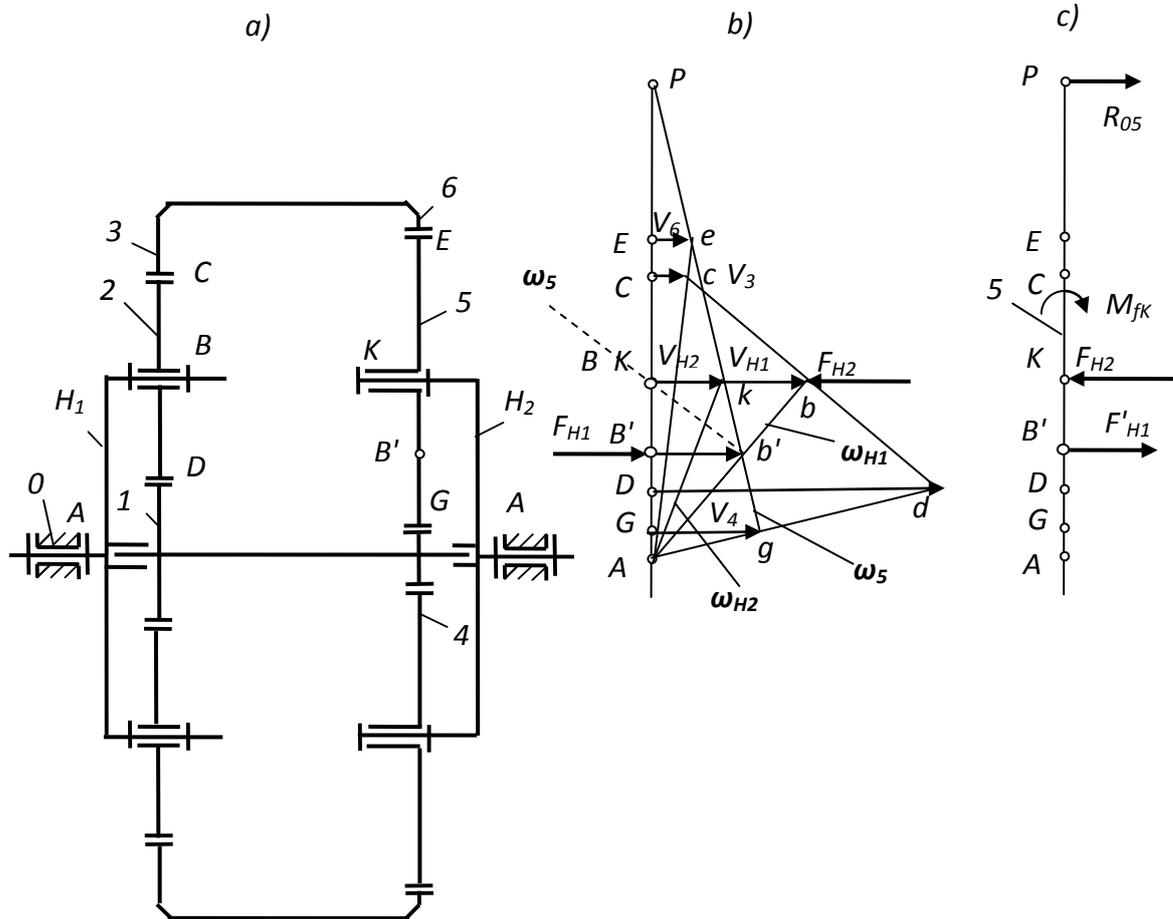


Рис. 1. Исходная кинематическая цепь механизма с двумя степенями свободы (1а), план линейных скоростей цепи (1б) и звено 5 с приложенными силами (1с)

Линейные кинематические и силовые параметры цепи:

$$V_B = \omega_{H1} r_{H1}, \quad V_K = \omega_{H2} r_{H2}, \quad F_{H1} = M_{H1} / r_{H1}, \quad F_{H2} = M_{H2} / r_{H2}.$$

Здесь r_{H1} , r_{H2} - радиусы точек приложения сил на водилах.

Представленная двухподвижная схема механизма с подвижным замкнутым контуром позволяет построить план линейных скоростей по заданным скоростям двух начальных звеньев (рис. 1б) и привести действующие силы к промежуточному звену 5 (рис. 1с).

Постановка задачи исследования: выполнить анализ взаимодействия параметров двухподвижной кинематической цепи, обеспечить ее

кинетостатическую определенность и доказать свойство силовой адаптации.

3. Равновесие двухподвижной кинематической цепи. Необходимое условие силовой адаптации

Наличие подвижного замкнутого контура с дополнительной связью является необходимым условием обеспечения определенности движения [7]. Рассматриваемая кинематическая цепь позволяет перенести все действующие внешние силы на промежуточное звено приведения 5 и составить условия равновесия, соответствующие условиям равновесия всей кинематической цепи согласно закону сохранения энергии.

Теорема 1 о замкнутом контуре.

Кинематическая цепь с двумя степенями свободы, содержащая входное звено, выходное звено и размещенный между ними подвижный замкнутый контур, способна существовать в установившемся режиме движения.

Для схемы (рис. 1а) необходимо доказать возможность равенства работы (или мощности) на входном звене H_1 работе (мощности) на выходном звене H_2 , то есть

$$M_{H1} \cdot \omega_{H1} = M_{H2} \cdot \omega_{H2} \quad (1)$$

Предположим, что при установившемся движении системы в виде зубчатого планетарного механизма все звенья движутся равномерно, и силы инерции отсутствуют.

Перенесем все действующие силы на сателлит 5 (рис. 1с). - Подвижный замкнутый контур позволяет выполнить этот перенос.

Согласно рис. 1а сила $F_{H1} = M_{H1} / r_{H1}$, действующая в точке В, передается на звено 5 от водила H_1 на сателлит 2 через блоки колес 3-6 и 1-4 в виде реакций $R_{65} = 0.5F_{H1}r_3 / r_6$ и $R_{45} = 0.5F_{H1}r_1 / r_4$. Приведенная к звену 5 входная сила равна сумме этих реакций $F'_{H1} = 0.5F_{H1}(r_3r_4 + r_1r_6) / r_4r_6$.

Здесь r_i – радиус колеса i .

Положение точки приложения B' приведенной силы F'_{H1} определяется по формуле $KB' = r_5(r_1 - r_4) / r_4$. Приведение к звену 5 силы F_{H1} соответствует выполнению условия равенства мощности исходной силы и мощности приведенной силы $F_{H1}V_{H1} = F'_{H1}V'_{H1}$.

Сила F_{H2} приложена в точке К звена 5.

Далее рассмотрим равновесие звена 5 (рис. 1с). Сумма моментов сил относительно мгновенного центра скоростей P звена равна нулю $\sum M_P = 0$.

Или

$$F'_{H1} \cdot (PK + KB') - F_{H2} \cdot PK = 0. \quad (2)$$

Здесь $KB' = e$ - эксцентриситет внешних сил (расстояние между точками приложения сил). Отсюда по заданным силам можно определить положение мгновенного центра скоростей P (расстояние PK)

$$PK = F'_{H1} e / (F_{H2} - F'_{H1}). \quad (3)$$

С учетом движения звена 5 вокруг точки P с угловой скоростью ω_5 можно использовать в уравнении (2) следующие замены: $PK + KB' = V'_B / \omega_5$, $PK = V_K / \omega_5$. Тогда уравнение (2) примет вид

$$F'_{H1} \cdot V'_B - F_{H2} \cdot V_K = 0. \text{ С учетом } F'_{H1} \cdot V'_B = F_{H1} \cdot V_B \text{ получим } F_{H1} \cdot V_B = F_{H2} \cdot V_K$$

Подставим в это уравнение значения скоростей $V_B = \omega_{H1} r_{H1}$, $V_K = \omega_{H2} r_{H2}$, получим уравнение равновесия всего механизма по закону сохранения энергии

$$M_{H1} \cdot \omega_{H1} = M_{H2} \cdot \omega_{H2}, \quad (4)$$

что и требовалось доказать.

Одновременно формула (4) соответствует принципу виртуальных работ (мощностей), но с существенной разницей – с использованием действительных скоростей вместо виртуальных.

Из уравнения (4) следует выражение силовой адаптации

$$\omega_{H2} = M_{H1} \cdot \omega_{H1} / M_{H2}. \quad (5)$$

При заданной постоянной входной мощности на звене H_1 выходная угловая скорость ω_{H2} адаптируется к переменному выходному моменту сопротивления M_{H2} .

Таким образом, кинематическая цепь с двумя степенями свободы, содержащая входное звено, выходное звено и размещенный между ними подвижный замкнутый контур, способна существовать в установившемся режиме движения. Подвижный замкнутый контур в двухподвижной кинематической цепи с одним входом и одним выходом создает возможность определенности движения и силовой адаптации.

4. Анализ определенности движения

Формула (4) равновесия звена 5 и всей системы соответствует принципу виртуальных работ (мощностей), с использованием действительных перемещений (скоростей). Действительное перемещение является одним из виртуальных. Можно предположить, что формула равновесия (4) доказывает определенность движения системы согласно

принципу виртуальных работ. Однако для равновесия звена 5 недостаточно использовать только условие (1) равенства нулю суммы моментов. В общем случае при $F_{H2} > F_{H1}$ в мгновенном центре скоростей P появится сила $R_{05} = F_{H2} - F_{H1}$ - условная (реально не существующая) реакция со стороны стойки. Эта сила не участвует в условии равновесия по принципу виртуальных работ (4), так как скорость ее точки приложения P равна нулю. Но при трогании с места (и после этого) происходит поворот звена 5 и точки P вокруг точки K . Отсутствие силы R_{05} приведет к потере равновесия и отсутствию в точке K силы, преодолевающей силу сопротивления F_{H2} . Точка K не может начать движение при отсутствии реальной силы R_{05} . После трогания с места и начала движения точки K с выходным водилом неопределенность движения сохранится.

Поэтому в рассматриваемом случае условие (4) не является необходимым и достаточным условием равновесия системы с двумя степенями свободы.

Для определенности движения в точке P необходимо создать реальную связь со стойкой, но это будет противоречить переменности ее положения и возможности создания адаптации (наличию двух степеней свободы).

Определенность движения и равновесие могут иметь место только при учете действия силы R_{05} .

5. Обеспечение определенности движения двухподвижной кинематической цепи с одним входом. Достаточное условие силовой адаптации

Для обеспечения определенности движения необходимо заменить действие силы R_{05} действием другой силы, создающей соответствующую дополнительную связь в уравнении равновесия (4). Эта дополнительная связь согласно закону сохранения энергии должна связывать момент с угловой скоростью (силу и скорость).

В технике известна связь момента с угловой скоростью – эта связь имеет место между подвижными звеньями гидротрансформатора и определяется его характеристикой. Аналогичная связь имеет место между звеньями фрикционной муфты. В рассматриваемом случае можно использовать связь фрикционного момента M_{fk} в шарнире K сателлита 5 с относительной угловой скоростью сателлита относительно выходного водила $\omega_{5-H2} = \omega_5 - \omega_{H2}$. В уравнение равновесия (4) эта связь войдет в виде мощности $P_{fk} = M_{fk} \omega_{5-H2}$, расходуемой на трение в шарнире K .

Возможность использования фрикционной связи в качестве связи силы и скорости рассмотрена в работе [9], посвященной силовому анализу

механизма с учетом сил трения. В этой работе для того чтобы задача силового анализа оказалась разрешимой, предлагается вводить дополнительные условия, число которых равно числу добавочных неизвестных. Обычно дополнительные условия выбираются с учетом конструктивных особенностей элементов кинематических пар, позволяющих делать некоторые априорные предположения о характере распределения нормальных усилий. В работе [9] рассмотрены формирования таких условий. Показан силовой расчет механизма с учетом трения, сводящийся к совместному решению уравнений кинетостатики и добавочных уравнений, описывающих модели кинематических пар.

В настоящей работе определимость движения кинематической цепи с двумя степенями свободы обеспечивает дополнительная подвижно-ограничивающая связь силы со скоростью (или момента с угловой скоростью) в виде мощности, расходуемой на трение в шарнире K .

Теорема 2 об определмости движения.

Определмость движения кинематической цепи с двумя степенями свободы обеспечивает дополнительная подвижно-ограничивающая связь силы со скоростью (или момента с угловой скоростью) в виде функции мощности $P_{fk} = M_{fk} \omega_{5-H2}$, входящей в уравнение равновесия.

Для доказательства рассмотрим равновесие звена 5 (рис. 1с)

Сила R_{05} определяется из второго условия равновесия звена 5 – сумма сил равна нулю $\sum F = 0$. Из этого условия

$$R_{05} = F_{H2} - F_{H1}. \quad (6)$$

Определмость движения двухподвижной системы может быть достигнута путем замены момента M_{05} этой неуравновешенной силы R_{05} относительно точки K , неподвижной на старте, моментом трения M_{fk} в шарнире K сателлита.

Заменяющий (уравновешивающий) момент трения $M_{fk} = M_{05} = R_{05} \cdot PK$.

После подстановки значения R_{05} из (6) получим $M_{fk} = (F_{H2} - F_{H1}) \cdot PK$. При постоянном значении входной силы требуемый фрикционный момент зависит от выходной силы сопротивления F_{H2} .

Следует отметить, что момент трения потребует затрат входной мощности на преодоление трения в шарнире K механизма $P_{fk} = M_{05} \omega_{5-H2}$, где $\omega_{5-H2} = \omega_5 - \omega_{H2}$. Эта мощность должна быть включена в уравнение (4) равновесия всего механизма по закону сохранения энергии: входная мощность равна сумме полезной выходной мощности и мощности, расходуемой на трение в дополнительной связи

$$M_{H1} \cdot \omega_{H1} = M_{H2} \cdot \omega_{H2} + M_{fk} \omega_{5-H2}. \quad (7)$$

Введение выражения $P_{fk} = M_{05} \omega_{5-H2}$ в уравнение взаимосвязи параметров (4) соответствует введению дополнительной фрикционной связи, обеспечивающей определенность движения.

Таким образом, определенность движения кинематической цепи с двумя степенями свободы обеспечивает дополнительная подвижно-ограничивающая связь силы со скоростью (или момента с угловой скоростью) в виде функции $P_{fk} = M_{05} \omega_{5-H2}$, что и требовалось доказать.

Геометрия шарнира K обеспечивает требуемое значение фрикционного момента

$$M_{fk} = \rho f R_{H2-5} = F'_{H1} e. \quad (8)$$

Здесь ρ - радиус цапфы, f - коэффициент трения, $R_{H2-5} = F_{H2}$ - реакция в шарнире K .

Из формулы (8) следует

$$\rho = M_{fk} / f R_{H2-5} = F'_{H1} e / f F_{H2}. \quad (9)$$

Для преодоления максимального сопротивления на старте радиус цапфы ρ должен быть определен по максимальному значению силы сопротивления F_{H2} . Последующее уменьшение силы сопротивления F_{H2} приведет к соответствующему уменьшению требуемого фрикционного момента и уменьшению мощности, расходуемой на трение. Расчетный уравновешивающий момент трения обеспечивает определенность движения и регулирование выходной угловой скорости ω_{H2} в широком диапазоне $0 \leq \omega_{H2} \leq \omega_{H1}$.

Для статически определимого механизма можно по формуле (5) определить выходную угловую скорость и далее выполнить силовой анализ методом кинетостатики.

6. Эффективность механизма

С помощью формулы (7) получим значение КПД как отношение полезной мощности ко всей затраченной $\eta = (M_{H1} \cdot \omega_{H1} - P_{fk}) / M_{H1} \cdot \omega_{H1}$. Или

$$\eta = 1 - P_{fk} / M_{H1} \omega_{H1}. \quad (10)$$

КПД механизма в значительной степени зависит от его геометрических параметров и может быть существенно увеличен.

На старте (при трогании с места) без использования муфты сцепления можно принять $P_{fk} = 0.2 M_{H1} \omega_{H1}$. Получим $\eta = 0.8$. Использование муфты сцепления позволит значительно увеличить КПД.

На прямой передаче (при $\omega_{H2} = \omega_{H1}$) $P_{fk} = 0$. Имеем $\eta = 1$.

Использование подвижно-ограничивающей связи с уравновешивающим моментом трения в шарнире K (рис. 1б) обеспечит широкий диапазон регулирования при малой относительной скорости

звеньев 5 и H_2 . Линия угловой скорости ω_5 может поворачиваться вокруг точки b' под действием силы сопротивления F_{H2} от положения, обеспечивающего $\omega_{H2} = 0$ (показано пунктиром) до $\omega_{H2} = \omega_{H1}$, когда пунктирная линия ω_5 совпадет с линией ω_{H1} . Таким образом, диапазон передаточных отношений механизма $u_{H1-H2} = \omega_{H1} / \omega_{H2}$ окажется в пределах $1 \leq u_{H1-H2} \leq \infty$.

7. Кинематический и силовой анализ механизма в режиме установившегося движения

Результаты исследований позволяют выполнить кинематический и силовой анализ механизма в режиме установившегося движения.

Постановка задачи: по заданным исходным данным механизма определить его кинематические и силовые параметры.

Основное уравнение взаимосвязи параметров (7) соответствует закону сохранения энергии.

$$M_{H1} \cdot \omega_{H1} = M_{H2} \cdot \omega_{H2} + M_{fK} \omega_{5-H2}.$$

Аналитические зависимости взаимодействия кинематических и силовых параметров двухподвижного адаптивного передаточного механизма приведены в работах [7, 8].

Угловые скорости звеньев определяются из уравнений кинематики:

$$\omega_3 = \omega_6 = \frac{\omega_{H2}(1 - u_{46}^{(H2)}) - \omega_{H1}(1 - u_{13}^{(H1)})}{u_{13}^{(H1)} - u_{46}^{(H2)}}, \quad \omega_1 = u_{13}^{(H1)}(\omega_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1},$$

$$\omega_2 = u_{23}^{(H1)}(\omega_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1}, \quad \omega_5 = u_{56}^{(H2)}(\omega_3 - \omega_{H2}) + \omega_{H2}.$$

Передаточные отношения определяются через радиусы зубчатых колес: $u_{13}^{(H1)} = -r_3 / r_1$, $u_{23}^{(H1)} = r_3 / r_2$, $u_{46}^{(H2)} = -r_6 / r_4$, $u_{56}^{(H2)} = r_6 / r_5$.

Сначала выполняем анализ взаимодействия параметров на старте, при неподвижном выходном водиле. Угловые скорости звеньев на старте ω'_i , $i = 1, 2, 3, 5$ определяются при $\omega_{H2} = 0$. Затем определяем параметры в установившемся режиме движения.

Моменты сил на зубчатых колесах определяются из уравнений равновесия $M_1 = 0.5M_{H1}r_1 / r_{H1}$, $M_4 = 0.5M_{H2}r_4 / r_{H2}$, $M_3 = 0.5M_{H1}r_3 / r_{H1}$,

$$M_6 = 0.5M_{H2}r_6 / r_{H2}.$$

Эти зависимости используются в представленном числовом примере расчета.

8. Числовой пример

Постановка задачи: по заданным исходным данным механизма определить его кинематические и силовые параметры.

Исходные данные:

$$M_{H1} = 15 \text{ Нм}, \omega_{H1} = 100 \text{ с}^{-1}, M_{H2} = 37.5 \text{ Нм}, P_{\text{фк}} = 300 \text{ Вт}, r_1 = 20, r_2 = 20, r_3 = 60, \\ r_4 = 80, r_5 = 20, r_6 = 120, r_{H1} = 40, r_{H2} = 100, f = 0.1.$$

Определить: $\omega_1, \omega_3, \omega_4, \omega_{H2}, M_1, M_3, M_4, M_6, \eta$.

Решение.

1. Передаточные отношения:

$$u_{13}^{(H1)} = -r_3 / r_1 = -60 / 20 = -3, u_{23}^{(H1)} = r_3 / r_2 = 60 / 20 = 3, \\ u_{46}^{(H2)} = -r_6 / r_4 = -120 / 80 = -1.5, u_{56}^{(H2)} = r_6 / r_5 = 120 / 20 = 6.$$

2. Угловые скорости звеньев на старте

$$\omega'_3 = \omega'_6 = \frac{-\omega_{H1}(1 - u_{13}^{(H1)})}{u_{13}^{(H1)} - u_{46}^{(H2)}} = \frac{-100(1 + 3)}{-3 + 1.5} = 266.6 \text{ с}^{-1}, \\ \omega'_1 = u_{13}^{(H1)}(\omega'_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1} = -3(266.6 - 100) + 100 = -400 \text{ с}^{-1} \\ \omega'_2 = u_{23}^{(H1)}(\omega'_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1} = 3(266.6 - 100) + 100 = 600 \text{ с}^{-1} \\ \omega'_5 = u_{56}^{(H2)}\omega'_3 = 6 \cdot 266.6 = 1600 \text{ с}^{-1}.$$

Относительная угловая скорость во фрикционном шарнире

$$\omega_{5-H2} = \omega'_5 = 1600 \text{ с}^{-1}.$$

3. Угловые скорости в режиме установившегося движения:

Выходная угловая скорость

$$\omega_{H2} = (M_{H1}\omega_{H1} - P_{\text{фк}}) / M_{H2} = (15 \cdot 100 - 300) / 37.5 = 32 \text{ с}^{-1},$$

Угловые скорости звеньев 1-4 и 3-6:

$$\omega_3 = \omega_6 = \frac{\omega_{H2}(1 - u_{46}^{(H2)}) - \omega_{H1}(1 - u_{13}^{(H1)})}{u_{13}^{(H1)} - u_{46}^{(H2)}} = \frac{32(1 + 1.5) - 100(1 + 3)}{-3 + 1.5} = 480 \text{ с}^{-1}, \\ \omega_1 = u_{13}^{(H1)}(\omega_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1} = -3(480 - 100) + 100 = -740 \text{ с}^{-1}.$$

4. Моменты сил

Уравновешивающий момент трения

$$M_{\text{фк}} = P_{\text{фк}} / \omega_{5-H2} = 300 / 1600 = 0.1875 \text{ Нм}.$$

Моменты на зубчатых колесах:

$$M_1 = 0.5M_{H1}r_1 / r_{H1} = 0.5 \cdot 15 \cdot 20 / 40 = 3.75 \text{ Нм}, \\ M_4 = 0.5M_{H2}r_4 / r_{H2} = 0.5 \cdot 37.5 \cdot 80 / 100 = 15 \text{ Нм}, \\ M_3 = 0.5M_{H1}r_3 / r_{H1} = 0.5 \cdot 15 \cdot 60 / 40 = 11.25 \text{ Нм}, \\ M_6 = 0.5M_{H2}r_6 / r_{H2} = 0.5 \cdot 37.5 \cdot 120 / 100 = 22.5 \text{ Нм}.$$

4. Радиус цапфы фрикционного шарнира K

$$\rho = M_{\text{фк}}r_{H2} / M_{H2}f = 0.1875 \cdot 100 / 37.5 \cdot 0.1 = 5 \text{ мм}$$

5. КПД $\eta = 1 - P_{\text{фк}} / M_{H1}\omega_{H1} = 1 - 300 / 15 \cdot 100 = 0.8$.

Заключение

Выполненные исследования определяют новую технологию преподавания в теории механизмов и машин для адаптивных механизмов с двумя степенями свободы и с одним входом. Они позволяют сформулировать следующие общие принципы исследования:

1) Основой двухподвижного механизма является кинематическая цепь с двумя степенями свободы, имеющая один вход, один выход и размещенный между ними подвижный замкнутый контур.

2) Определимость движения механизма обеспечивает подвижно-ограничивающая связь силы и скорости в виде фрикционного шарнира на выходном сателлите.

3) Сило-скоростная связь - это принципиально новый вид связи силы и скорости (момента и угловой скорости). Эту связь может обеспечить фрикционный шарнир.

Двухподвижный механизм с одним входом обладает принципиально новым свойством силовой адаптации. Отсутствие системы управления значительно упрощает конструкцию адаптивного механизма и увеличивает ее надежность. Адаптивный механизм имеет широкий диапазон передаточных отношений и относительно высокую эффективность из-за малых потерь мощности на трение в шарнире промежуточного звена.

Простота конструкции, малые габариты и вес делают конструкцию механизма конкурентной и пригодной к использованию в автомобилестроении, робототехнике, аэрокосмической отрасли, а также в мобильной транспортной технике.

Изложенный материал определяет теоретическую основу создания принципиально новых адаптивных механизмов.

Финансирование работы. Работа выполнялась в рамках программы исследований “Разработка адаптивных электроприводов” Алматинского университета энергетики и связи по теме № И-3-13-02.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М. Наука. 1979. 576 с.
- [2] Crockett Samuel J. Shiftless, continuously-aligning transmission. Patent of USA 4,932,928, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47.1990, 9 p.
- [3] Волков И.В. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению и устройство для его осуществления. Описание изобретения к патенту России RU 2 234 626 от 27.03.2004.

- [4] Гулиа Н.В. Широкодиапазонный экономичный планетарный дисковый вариатор. Вестник машиностроения. №12. М. 2005. С. 19 - 28.
- [5] Harries John. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 1991, 11 p.
- [6] Vedeneev S.A. Automatic geared variator for changing gear ratio without disengaging gears and without control devices or therewith. European patent application EP 2 348 231 A1. Date of publication: 27.07.2011 Bulletin 2011/30. Priority: 11.09.2008 RU 2008136621. 28 p.
- [7] Иванов К.С. Теоретические основы зубчатой бесступенчато регулируемой передачи. //Теория механизмов и машин. Периодический научно-методический журнал. №2 (16). 2010. Том 8. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. С. 36 – 48.
- [8] Иванов К.С. Основы теории самонастраивающихся механизмов. Теория механизмов и машин. Сетевой научный журнал. Том 17, №4(44). Санкт-Петербург. Россия. 2019. С. 134 – 146.
- [9] Ю. А. Семенов, Н.С. Семенова. Исследование механизмов с учетом сил трения в кинематических парах. ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 7-й международной научно-практической конференции/ Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. DOI 10.1872/MMF-2018-13 УДК 621.01.

K.S.Ivanov

TWO-MOBILE TRANSMISSION GEARS. NEW TECHNOLOGY OF TEACHING

Almaty University of Power Engineering and Telecommunication named
G. Daukeev, Kazakhstan

Abstract

The two-mobile transmission gear with one input and one output is a subject of inquiry. Such mechanism in a course of the theory of machines and mechanisms was not observed earlier as it is considered statically indefinable. However the executed scientific researches have proved the possibility of achievement of motion definability. For this purpose it is necessary to use additional constraint of brand new type - force and speed constraint.

Bases of the theory of the two-mobile transmission gears, capable to exist in a regime of the installed motion are presented in the paper.

Keywords: two-mobile mechanism, definability of motion, force-speed constraint.

REFERENCES

- [1] Levitsky N.I. Theory of mechanisms and machines. M. Science. 1979. 576 p.
- [2] Crockett Samuel J. Shiftless, continuously-aligning transmission. Patent of USA 4,932,928, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47.1990, 9 p.
- [3] I.V.Volkov. Way of automatic and continuous change of a twisting moment and speed of twirl of the output shaft depending on a tractive resistance and the device for its realisation. The invention description to the patent of Russia RU 2 234 626 from 27.03.2004.
- [4] Gulia N.V. Broad diapazon economic planetary disk variator. The engineering industry bulletin. №12. M. 2005. P. 19-28.
- [5] Harries John. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 1991, 11 p.
- [6] Vedeneev S.A. Automatic geared variator for changing gear ratio without disengaging gears and without control devices or therewith. European patent application EP 2 348 231 A1. Date of publication: 27.07.2011 Bulletin 2011/30. Priority: 11.09.2008 RU 2008136621. 28 p.
- [7] Ivanov K.S. Theoretical of a basis gear stepless transfer.//Theory of mechanisms and machines. The periodic scientifically-methodical log. №2 (16). 2010. A volume 8. The St.-Petersburg state polytechnical university. P. 36 - 48.
- [8] Ivanov K.S. Bases of the theory of self-adjusted mechanisms. Theory of mechanisms and machines. The network scientific log. Volume 17, No4 (44). St.-Petersburg. Russia. 2019. P. 134 - 146.
- [9] J.A.Semenov, N.S.Semenova. Research of mechanisms taking into account a frictional force in kinematic couples. ISSN 2223-0807 modern engineering industry: Science and education: materials of 7th international scientifically-practical conference / A.N.Evgrafov's and A.A.Popovich's Edition. - SPb.: publishing house of Polytechnical University, 2018. DOI 10.1872/MMF-2018-13 UDC 621.01.

УДК 378:37.026

В. Н. Кудрявцев¹, В.А. Парамонова²

РОЛЕВЫЕ ИГРЫ С ЭЛЕМЕНТАМИ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ИЗУЧЕНИИ СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН СТУДЕНТАМИ ИНЖЕНЕРНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ



¹Владимир Николаевич Кудрявцев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)806-89-79, E-mail: kudryavtsevn@mail.ru.



²Виктория Андреевна Парамонова,
Донецкий национальный университет экономики и торговли
имени Михаила Туган-Барановского,
Донецкая Народная Республика, Донецк,
Тел.: (071)323-08-41, E-mail: vparamonova@mail.ru.

Аннотация

Статья посвящена особенностям организации ролевой игры с элементами имитационного моделирования «Производственное совещание» для студентов инженерных направлений. Игра охватывает материал дисциплин профессионального цикла - специальных учебных дисциплин (таких как «Электрофизические методы обработки», «Основы технологии машиностроения», «Методология создания прогрессивного технологического оборудования») и дисциплин, обеспечивающих подготовку в области компьютерных технологий («Системы автоматизированного проектирования производственного процесса», «Автоматизированное управление производственными циклами», «Автоматизация технологической подготовки производственного процесса», «Компьютерные технологии в машиностроении»). Результаты апробации упрощенного варианта игры на малой группе показали, что благодаря использованию моделирования в процессе подготовки к ролевой игре и дальнейшей дискуссии в группах, студенты более мотивированы к изучению тем, лучше осознают рассматриваемые в комплексе

производственных взаимоотношений вопросы, получают навык ведения деловой профессиональной дискуссии и аргументации предлагаемых решений. Также значимым фактором является то, что появляется возможность получения быстрой обратной связи в виде оценки предложенных ими проектов, навыков ведения дискуссии и аргументации, на основании смоделированного результата по принятым ими решениям, что повышает наглядность в условиях многовариантности.

Ключевые слова: мотивация обучения, деловая профессиональная дискуссия, профессиональные профильные специальные дисциплины, ролевая игра, имитационные производственные ситуации и проектные решения.

Введение

Целью исследования является раскрытие возможностей ролевых игр с элементами имитационного моделирования при изучении специальных дисциплин студентами инженерных направлений.

Задачи исследования: поиск методов интенсификации педагогического процесса при изучении специальных дисциплин; повышение мотивации обучающихся при решении сложных учебных задач; изучение специфики использования ролевых игр с элементами моделирования для технических специальностей.

Ролевая игра, как метод исследования различных ситуаций, нашла широкое распространение, как в психологии, так и в педагогике [1, 2, 3]. Применение ролевых игр в социальных исследованиях даёт возможность получения более правдивой информации о поведении людей в различных жизненных ситуациях, их чувствах и отношении к изучаемым вопросам в целом [4]. И, если для учебных дисциплин гуманитарного, социального и экономического цикла, ролевые игры можно рассматривать как частично внедренную технологию обучения, то для изучения естественнонаучных и профессиональных дисциплин – это относительно новое явление с принципиально новыми методами работы. Использование ролевых игр на производстве является аналогом «мозгового штурма» при принятии сложных решений. За счёт привлечения к ролевой игре производственного персонала различных структурных подразделений появляется возможность найти новые решения, увидеть проблему «снизу». Несмотря на условность полученной информации, рассмотрение ситуационных задач с различных ролевых позиций позволяет оценивать их под разными углами и лучше понимать сложные вопросы.

Несмотря на то, что использование игр – давно известный прием, который наиболее часто используют для обучения детей дошкольных учреждений различным простым навыкам, а также в психодиагностике и

психотерапии, в практике образовательной деятельности преобладают традиционные методы обучения, которые позволяют легко проверить запоминание отдельной информации. Однако при этом упускается из виду, что развитие мышления на любом уровне подразумевает тренировку трех взаимосвязанных категорий навыков - разрешение проблемной ситуации, развитие коммуникации и развитие самосознания. Таким образом, эффективное развитие мышления требует создания условий для гибкого, творческого, рационального мышления и отработки проблемной ситуации в процессе взаимодействия, принятия риска, самовыражения и наличия обратной связи [5, 6]. Исходя из этого, можно утверждать, что использование ситуационных ролевых игр позволит развить системное комплексное мышление с учётом многофакторности внешних воздействий и получить обратную связь в виде технической, технологической и экономической эффективности от принятых решений. При этом появляется возможность подключения к игре в on-line формате представителей действующих производств, что повысит значимость такого мероприятия и для обучающихся, и для потенциальных работодателей.

В последнее десятилетие в образовании всё чаще можно услышать такое понятие как геймификация. По своей сути, геймификация – это метод мотивации участников неигровой деятельности за счет использования игровых подходов (поощрений за достижения, элементов игрового дизайна, игровой механики и игрового мышления). Повышение мотивации, как правило, связано с естественным стремлением людей к соперничеству, их желанием достижений, признания и самовыражения [7]. Однако, избыточное использование простых компьютерных игр, может иметь негативные последствия и вызывать у игроков зависимость [8]. Этому способствует не только психологическая вовлеченность игроков, но и направленная работа разработчиков [9].

В силу того, что в учебном процессе сценарии ролевых игр в целом, и игр для инженерных специальностей, базирующихся на различных производственных ситуациях, разрабатывают непосредственно педагоги, которые зачастую не имеют дополнительных психологических компетенций, а для получения обучающего эффекта необходима предварительная работа всех участников, такие ситуационные игры могут иметь меньшую эффективность. Качественные характеристики игровой деятельности и её результаты будут зависеть от способностей педагога вести игру и вовлечь в игровой процесс всю аудиторию, с акцентированием вопросов, комплексно охватывающих всю базу знаний, умений и навыков. Из положительных моментов следует отметить, что обучающие ситуационные игры практически полностью исключают зависимость участников, подталкивают их к самостоятельному поиску информации и позволяют лучше усвоить изучаемый материал.

Кроме игровых методов для активизации естественного стремления людей к соперничеству и кооперации, как факторов, повышающих уровень мотивации к обучению, можно использовать различные опросы, тесты и другие инструменты электронного обучения [10, 11]. Среди положительного действия электронного обучения можно также отметить высокую адаптацию будущих специалистов к гаджефикации производственных процессов, приспособленность к работе в новой информационно-виртуальной среде. Однако, данные результаты имеют большую ценность в качестве мотивирующего фактора, если они демонстрируют достижения открыто для всей аудитории, что требует от педагога способности к поддержанию on-line дискуссии и тактичному подчеркиванию достижений, так как это может привести к открытому проявлению обиды со стороны лиц, результаты которых отличаются незначительно, но отмечены не были. Кроме того, электронное обучение не дает возможности получения навыков работы в коллективе, отработки навыков работы с приборами, оборудованием и другой специальной техникой, применяемой при подготовке технических направлений, а также использования различных приёмов мотивации, которые доступны только при аудиторной работе. Именно поэтому, электронное обучение является прекрасным дополнением традиционного обучения, но не может обеспечить те же результаты, что и традиционное, а также гарантировать полной вовлеченности лиц в образовательный процесс и исключить недобросовестное отношение (помощь посторонних лиц, запоминание отдельных выражений без осознания сути и др.). Так в социологическом исследовании коллектива авторов [12], проведенном в одной из высших школ, было отмечено, что различные виды мошенничества в процессе обучения используют 84% студентов. Несмотря на то, что подобных исследований на постсоветском пространстве практически нет, с определенной вероятностью эти данные могут быть применены к современному контингенту студентов. К наиболее часто выявляемым педагогами методам мошенничества студентов можно отнести: помощь с прохождением отдельных заданий другими лицами, подсказки при прохождении в компьютерном классе, параллельное открытие конспектов лекций при прохождении тестирования и другие. Однако положительным моментом в такой ситуации можно отметить, что при указании педагогом на подобную деятельность студентов, они более внимательно перечитывают изученный материал в ожидании дополнительных вопросов.

Следует отметить, что эффективность ролевых игр подчеркивается авторами различных научных исследований во многих видах деятельности: в процессе обучения иностранным языкам [13, 14], при изучении отдельных тем студентами медиками [15] и даже при подготовке офицерских кадров [16] (однако, в силу специфики сценариев игр

последних, в военной подготовке отмечены более значимые результаты в психо-поведенческих и поведенческих навыках и меньшие в интеллектуально составляющих качествах личности).

Таким образом, поиск методов активизации образовательного процесса при изучении специальных учебных дисциплин является актуальной задачей, одним из направлений решения которой может стать разработка специальных ролевых игр с элементами имитационного моделирования. Именно комплексное сочетание ситуационных задач с имитационным моделированием позволяет более объективно решать целый ряд задач:

- привить практические навыки решения организационных, технических и экономических задач в области технологии и организации производства;
- опробовать на практике расчётные методы обоснования технико-экономических показателей целесообразности предлагаемых решений (расчётные методы позволят обеспечить научную аргументацию и исключить избыточно эмоциональное отстаивание позиций игровых команд);
- решать технические и расчётные задачи по организации и технологии инновационных видов оборудования.

В данном исследовании предложен сценарий ролевой игры «Производственное совещание», которая позволяет глубже изучить вопросы обработки материалов, развить у студентов навыки самостоятельного поиска дополнительной информации, улучшить навыки ведения дискуссии и получить реальные предложения для внедрения в производство (либо исключения отдельных видов обработки из технологического процесса). Выбор сценария, связанный с производством, продиктован, прежде всего, необходимостью обеспечения неразрывной связи между наукой и практической подготовкой, что позволяет повысить качество подготовки студентов в высших учебных заведениях [17, 18, 19]. Игра была опробована на малой группе студентов, а её результаты показали, что заинтересованность к рассматриваемым вопросам в процессе игры проявляют 100% участников, а запоминание полученной в игре новой информации у различных студентов составляет от 57 до 92%.

Методы

Задачей данного исследования являются разработка и экспериментальное опробование ролевой игры с элементами имитационного моделирования «Производственное совещание» со студентами второго курса магистратуры, с целью повышения их мотивации к самостоятельной творческой работе, отработки навыков

ведения деловой дискуссии, и поиска решений в инновационных производственных заданиях.

Игра охватывает материал дисциплин профессионального цикла - специальных учебных дисциплин (таких как «Электрофизические методы обработки», «Основы технологии машиностроения», «Методология создания прогрессивного технологического оборудования») и дисциплин, обеспечивающих подготовку в области компьютерных технологий («Системы автоматизированного проектирования производственного процесса», «Автоматизированное управление производственными циклами», «Автоматизация технологической подготовки производственного процесса», «Компьютерные технологии в машиностроении»). Сценарий игры предложен на примере основной дисциплины «Электрофизические методы обработки» («Методология создания прогрессивного технологического оборудования»).

При оценке эффективности ролевой игры использованы такие методы социологического исследования как эксперимент, наблюдение и опрос. С целью повышения значимости полученных в игре результатов в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого предложено дополнительное оценивание не только социального воздействия от игровой деятельности, но и объективных технико-экономических показателей, предложенных студентами проектов методами экспертной оценки представителей производства.

Предложенная ролевая игра, в соответствии с традиционными подходами, предусматривает описание её целей и задач, детализацию предметного содержания с описанием ситуации и действующих лиц. Игра поставлена таким образом, что все стороны получают свои достижения – одни за счёт мотивированного отстаивания своей позиции в спорных вопросах, другие – за счет доработки предлагаемой идеи до приемлемого варианта. Опробование игры в учебном процессе показало, что, при правильном ведении педагогом в игре всех участников, студентам удастся самостоятельно раскрыть важные вопросы, сделать обоснованные выводы. Однако конечный результат заранее не всегда известен, так как педагог не должен вмешиваться в ведение дискуссии и, если одна из команд подготовилась недостаточно для отстаивания своей позиции, то принятое решение не всегда рационально с точки зрения педагога. Именно эти вопросы должны быть подняты в процессе получения обратной связи, педагог должен сделать правильные акценты и отметить моменты, которые не были, в достаточной степени, раскрыты командами в процессе аргументации. В случае подключения к игре представителей производства, выводы об эффективности и целесообразности предлагаемых студентами решений проблемной ситуации озвучивает эксперт-производственник, который может дать общую оценку решений с конкретизацией

составляющих общей оценки по производственному, технологическому и экономическому видам деятельности. Дополнительным преимуществом от наличия в игре эксперта-производственника является более быстрая адаптация студентов к действующим производствам и их ознакомление с требованиями потенциальных работодателей.

Таким образом, предлагаемая ролевая игра позволяет студентам развить навыки самостоятельной творческой деятельности, повысить их мотивацию и улучшить качество запоминания изученного материала.

Результаты

Ролевая игра «Производственное совещание» предназначена для использования в учебном процессе по дисциплине «Электрофизические методы обработки» («Методология создания прогрессивного технологического оборудования»). Целью проведения ролевой игры является углубление знаний по методам резки листового металла плазмой и лазером, и оборудованию для их осуществления, их преимуществам и недостаткам, а также использованию в конкретных ситуациях.

В результате игры студенты должны:

- вникнуть в тонкости резки листового металла лазером и плазмой;
- изучить стандарты, регулирующие деятельность в данной сфере;
- изучить особенности конструктивного устройства техники;
- найти различия во влиянии различных методов резки металла на качество готовой продукции и её себестоимость;
- научиться использовать полученные знания для решения вопросов создания нового и использования существующего оборудования с целью увеличения его производительности, уменьшения износа отдельных деталей и улучшения условий эксплуатации оборудования, а также снижения себестоимости продукции.

Форма учебного занятия – практическая работа. Общее время игры – 60 минут: подготовка - 30 минут, ролевая игра – 20 минут, подведение итогов – 10 минут.

Предметное содержание игры:

Актуальные проблемы, возникающие перед машиностроительными предприятиями, связанные с использованием плазменной и лазерной резки для обработки металлов при изготовлении оборудования, моделирует активная ролевая игра по дисциплине «Электрофизические методы обработки» («Методология создания прогрессивного технологического оборудования»). Включает в себя характеристику и сценарий игры «Производственное совещание». Проводится в конце изучения учебной дисциплины, когда студенты уже имеют представление о различиях в

основных методах обработки материалов, технике их обеспечения, преимуществах и недостатках различных методов.

Ситуация: Предприятие занимается изготовлением оборудования под заказ. На производственном совещании стоит вопрос по закупке на производство нового оборудования для резки металла. Существенно снизить стоимость расходных материалов для резки и повысить качество реза позволяет лазер, однако толщина обрабатываемого им металла составляет от 0,1 до 20 мм и само оборудование имеет высокую начальную стоимость. К преимуществам плазменной резки можно отнести возможность резки металла от 0,5 до 50 мм, довольно высокую скорость реза при больших толщинах и относительно низкую первоначальную стоимость, при этом оборудование не позволяет вырезать отверстия диаметром менее 4 мм, имеет высокую стоимость расходных материалов, обеспечивает меньшую точность по сравнению с лазерной установкой и не позволяет выполнять вырезание отверстий сложных форм (звездочки и др.).

Действующие лица: В совещании участвуют две группы инженеров конструкторского бюро предприятия (примерно по 5 человек) и группа экспертов (оставшаяся часть группы выступает в роли наблюдателей, которые используют бланк подведения итогов – таблица 1, и оценивают аргументы рабочих групп, по окончании игры представляют им обратную связь). Поставлена задача проанализировать и принять решение о закупке нового оборудования для резки.

Таблица 1. Бланк подведения итогов

Оцените обоснованность предлагаемых рабочими группами аргументов по шкале от 1 до 5 (где 5 – высший балл).

Оценка		Аргументированность
Рабочая группа №1	Рабочая группа №2	
		Выражают мысли последовательно, без эмоциональных всплесков
		Использование конкретной документации (стандарты, технические характеристики, справочные данные, подтвержденные исследовательскими группами сведения и т.д.)
		Акцент внимания собеседников на их заинтересованности

В связи с чем, группа разделена на две, имеющие противоположные задачи:

1) половина представителей конструкторского отдела и группа экспертов (2 человека) – используя нормативную базу, результаты компьютерного моделирования, упрощенного расчёта технико-

экономических показателей и себестоимости продукции, а также убедительные аргументы из области обеспечения технологического процесса убедить в целесообразности закупки оборудования для плазменной резки;

2) половина представителей конструкторского отдела и группа экспертов (2 человека) – используя нормативную базу, результаты компьютерного моделирования, упрощенного расчёта технико-экономических показателей и себестоимости продукции, а также убедительные аргументы из области обеспечения технологического процесса убедить в целесообразности закупки оборудования для лазерной резки.

Инструкция команде №1. К основным преимуществам резки плазмой относят возможность реза металла толщиной от 0,5 до 50 мм, высокую скорость реза при больших толщинах, низкую начальную стоимость оборудования, а также возможность резки под углом по отработанным технологиям. Среди основных недостатков отмечают: нецелесообразность резки металла толщиной меньше 1 мм из-за оплавки кромок и низкой, по сравнению с лазером, скорости; наличие конусности кромок, которая может достигать до 5°; появление окалины на отверстиях при поворотах, что требует дополнительной обработки изделий; возможность вырезать отверстия только простой формы с эквивалентным диаметром не менее 4 мм; стоимость расходных материалов в среднем 44...73,5 тыс. руб./мес.

Инструкция команде №2. К основным преимуществам резки лазером относят возможность качественного чистого реза металла толщиной от 0,2 до 20 мм, небольшую ширину реза и перпендикулярность кромки, высокую скорость резки, возможность вырезания мелких деталей и отверстий сложной формы даже в тонких листах, отсутствие окалины из-за незначительного термического воздействия на материал, что исключает необходимость в обязательной постобработке; стоимость расходных материалов в среднем 3,2 тыс. руб./мес. Среди основных недостатков отмечают: невозможность резки металла толщиной больше 20 мм; высокую начальную стоимость оборудования; необходимость предварительной обработки металла с целью снижения коэффициента отражения лазерных лучей; изменение структуры металла в зоне термического влияния за счет возникающего быстрого теплоотвода.

Этапы проведения игры:

1. Этап планирования – подготовка педагогом требуемых материалов, инструкций и др.).

2. Доигровой этап – взаимодействие с группой, распределение ролей, выдача задания для предварительной самостоятельной проработки всеми участниками материалов по теме «Раскрой материалов плазмой и лазером».

3. Игровой этап – проработка аргументов в рабочих группах, собственно разыгрывание ролей; ротация ролей.

4. Рефлексия – анализ игроками полученного опыта ролевого взаимодействия по реализации намеченных целей. Подведение итогов по игре педагогом или экспертом-производственным при его присутствии.

Опробование игры в упрощенном варианте (без компьютерного моделирования) было проведено в 2019/2020 учебном году в Донецком национальном университете экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского (ДонНУЭТ). В игре приняли участие 12 студентов. Для оценки эффективности усвоения информации вначале занятия было проведено входное тестирование. Тест включал основные вопросы по различию в методах раскрытия металлов плазмой и лазером, нормативным документам, которые регулируют требования к технологическому процессу. Выходной контроль фиксировался преподавателем по результатам групповой дискуссии, а также опросу каждого участника. Дискуссия проводилась в непринужденной обстановке для выяснения способности студентов к воспроизведению полученной информации и её применению для убеждения собеседника.

Полученные результаты представлены на рисунке 1.

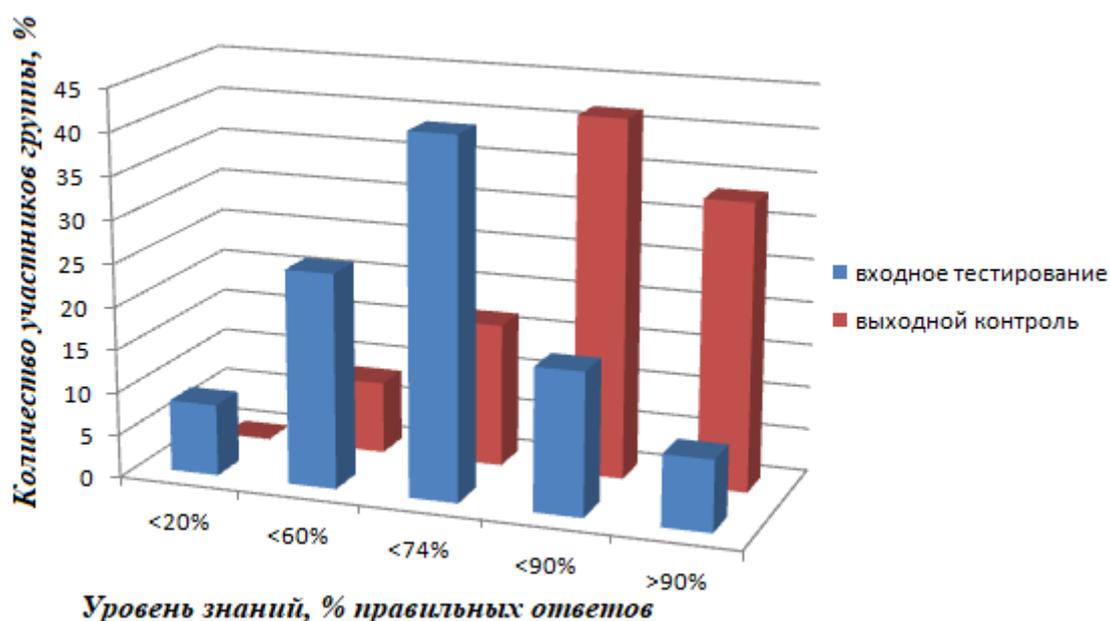


Рис. 1. Результаты контроля знаний студентов, принимавших участие в ролевой игре

Исходя из полученных результатов, можно отметить, что примерно 30% студентов недостаточно ответственно подходят к предварительной подготовке к игре и рассчитывают на подготовку своих одноклассников (уровень знаний входного контроля ниже 60%), что при неверном перераспределении участников на команды может привести к срыву игры. Около 40% студентов при самостоятельной подготовке усваивают менее

74% информации (удовлетворительный уровень подготовки). И примерно 25% студентов в исследуемой группе имели уровень предварительной подготовки, соответствующий оценке «хорошо» и «отлично». Именно эти студенты в дальнейшем занимают ведущую роль в дискуссии и наиболее активны при отстаивании интересов своей команды.

Чем активнее идет дискуссия, тем лучше студентам удаётся проработать изучаемый ими материал. Основной задачей преподавателя в игре является своевременное поднятие отдельных спорных вопросов, которые могут спровоцировать эмоциональную реакцию. Например: «Зачем платить за оборудование огромные деньги, если его использование в технологических процессах ограничено?», «В каких условиях будет целесообразно применение плазменной резки на производстве?», «Какой объем продукции необходимо производить, чтобы лазерное оборудование окупило себя на предприятии и при этом не спровоцировало удорожание готовой продукции для потребителя?» и др.

По результатам игры было отмечено, что лишь один человек (около 8% участников) смог воспроизвести около 52% информации (для оценки «удовлетворительно» процент знаний студентов должен быть не ниже 60%), все остальные участники существенно улучшили свои результаты, а также смогли отработать новые для себя роли и навыки, получили возможность отработки навыков культурного убеждения оппонента и отстаивания обоснованной аргументированной точки зрения.

В качестве экспертов к игре дополнительно были привлечены в on-line формате представители Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ Петра Великого). К наиболее значимым предложениям по улучшению результатов игровой деятельности можно отнести:

1. Демонстрацию возможностей компьютерного моделирования - проектирование плазмы с помощью программного продукта Comsol (рисунок 2) и проектирование конструкции плазмотрона исходя из заданных параметров с эксплуатационными характеристиками (рисунок 3).

2. Введение в игровой процесс дополнительных условий, что может позволить отработать реальное взаимодействие производственных структур в стандартном рабочем режиме, режиме внедрения инновационного продукта на предприятии и скоростное экстренное взаимодействие при возникновении аварийных ситуаций с целью получения опыта в решении экстремальных задач в ограниченный интервал времени.

3. Целесообразность привлечения к игре эксперта-производственника, что позволит делать более реальные выводы об эффективности и целесообразности предлагаемых студентами решений проблемной ситуации с общей оценкой предлагаемых решений на основе их

производственной, технологической и экономической составляющей. Дополнительным преимуществом от наличия в игре эксперта-производственника является более быстрая адаптация студентов к действующим производствам и их ознакомление с требованиями потенциальных работодателей.

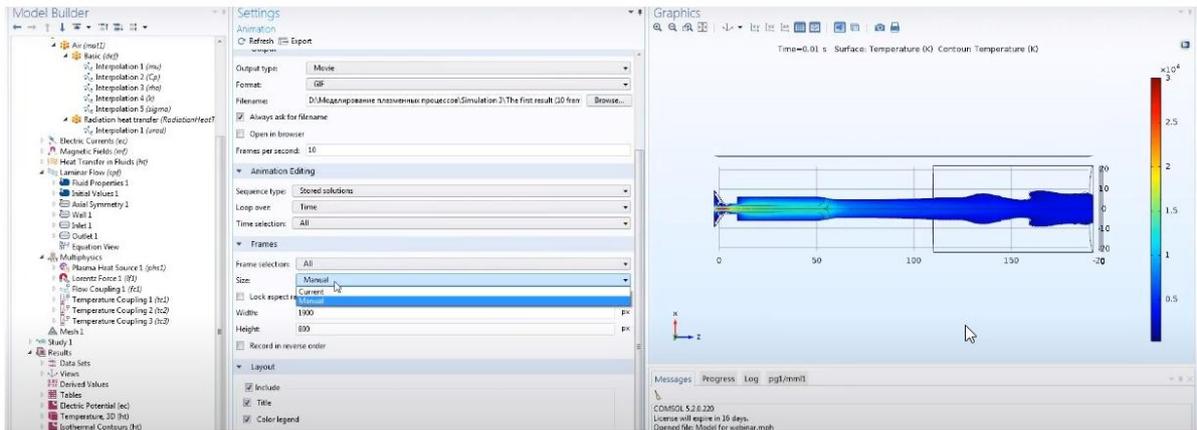


Рис. 2. Проектирование плазмы с помощью программного продукта Comsol

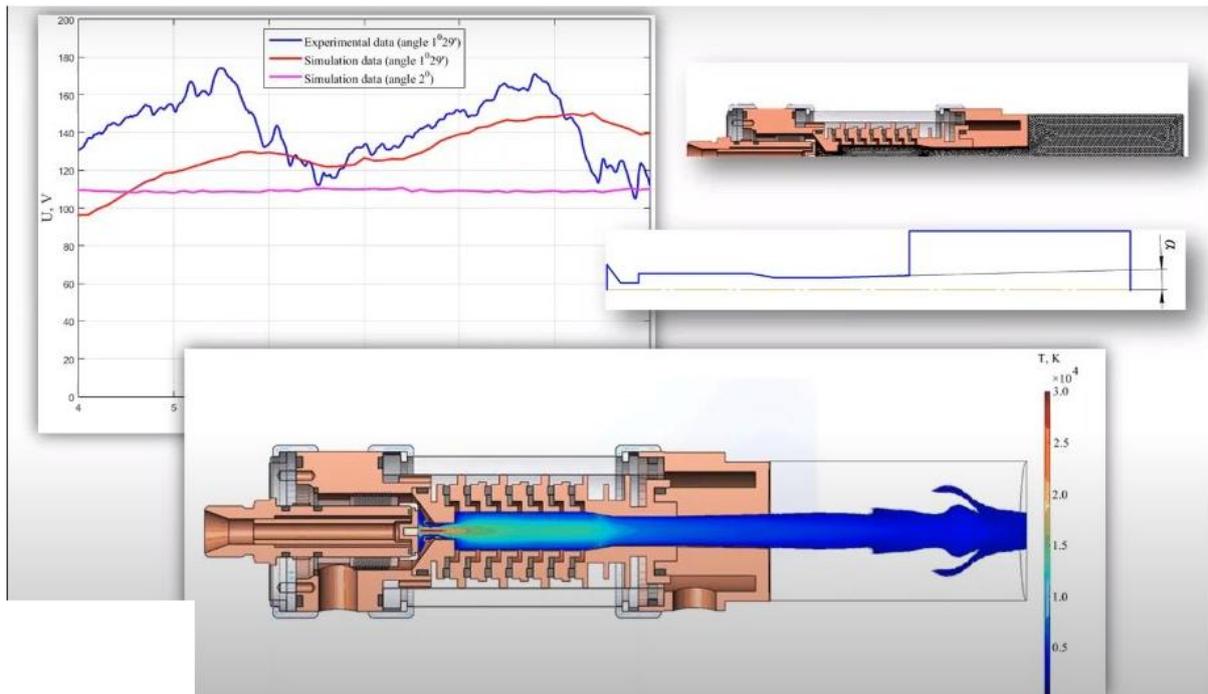


Рис. 3. Конструкция плазматрона исходя из заданных параметров с эксплуатационными характеристиками

Обсуждение

Полученные на контрольной группе (ДонНУЭТ) результаты использования ролевой игры в учебном процессе показали её высокую эффективность при соблюдении правил подготовки и проведения. Для

активной работы группы целесообразен входной контроль, результаты которого могут повлиять на набранный студентами балл, что подтолкнет большую часть из них к своевременной подготовке. Использование ролевых игр в учебном процессе – это значимый инструмент, который позволяет путем изменения различных производственных ситуаций, увеличить не только мотивацию студентов, но и улучшить их логическое мышление, навыки дискуссии и аргументирования принимаемых решений.

Среди сложностей следует отметить необходимость серьезной предварительной подготовки педагогом требуемых для игры материалов, выработки у него навыков наблюдения за развитием ситуации и способности вносить лишь незначительные корректировки в игровой процесс, в случае необходимости. Для педагогов со стажем последний момент может даваться весьма сложно, так как у них возникает желание вмешаться в процесс и высказать «единственно верную точку зрения», что для ролевых игр неприемлемо. Также среди сложностей следует отметить недостаточную подготовку отдельных студентов, что было отмечено и другими исследователями [15]. Таким образом, для повышения обучающего эффекта ролевых игр должна быть качественная подготовка материалов для игры и детальная проработка полученного задания по доигровому этапу студентами.

С целью повышения навыков проектирования и аргументированного обоснования проектов целесообразно введение обязательного имитационного моделирования с предварительными технико-экономическими расчётами на этапе домашней подготовки.

В связи с тем, что, как правило, объем часов, выделяемых на изучение материала в учебных дисциплинах ограничен и работа по темам заранее планируется, целесообразно использование опыта СПбПУ Петра Великого по введению в учебные планы подготовки магистров учебной дисциплины «Научный дискурс» (в машиностроении), которая бы позволила вносить подобные ролевые игры в плановую работу со студентами.

Заключение

Ролевая игра позволяет, путем изменения заданной ситуации, рассматривать с обучающимися сложные или проблемные вопросы, связанные с возможной производственной деятельностью, раскрывает потенциал студентов в вопросах внедрения новых решений в производство, улучшает их навыки логического мышления и аргументирования. При этом сценарий ролевых игр может затрагивать абсолютно любые дискуссионные темы, которые не имеют однозначных решений, но значимы для конкретных профилей подготовки.

Для повышения качества подготовки студентов технических направлений в ролевые игры целесообразно включать элементы имитационного моделирования, что одновременно позволит отработать навыки проектирования и технико-экономического обоснования проектов. Однако такие дополнения требуют больше времени для подготовки к игре, а, следовательно, нуждаются в выделении в самостоятельный предмет, результатом которого и будет непосредственная игровая деятельность по моделированию производственного совещания.

Умение логически мыслить, использовать приобретенные умения, навыки и знания является неперенным элементом любого образования. Для эффективности процессов развития памяти, внимания, воображения необходимы особые условия. Одним из них является необходимость соотношения учебной деятельности с таким видом познания как игра. Необходимость убеждения оппонентов требует не только навыков ведения дискуссии, но и правильного аргументирования в изучаемой сфере, достаточного обоснования ситуации для принятия решения. Как правило, не все учащиеся обладают достаточными навыками дискуссии, в то время как в игре у них появляется возможность проявить себя и получить опыт для подражания в деятельности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Mochamad Abdul Azis Amir, Ananda Rachmaniar, Henri Rismanayadi, Andre Julius. Improving Student's Achievement Motivation Through Role-Play / International Journal of Global Operations Research – 2020 - Vol.1, No. 3, pp. 96-102 – e-ISSN: 2722-1016 – p-ISSN: 2723-1739 - DOI: 10.47194/ijgor.v1i3.52
- [2] Fantazir, K., & Bartley, M. (2021). Role-playing gamification technologies with adult learners / Imagining SoTL. - 2021 - Vol.1, p.p.3–24. – DOI: 10.29173/isotl520
- [3] Адилова, Н. Ф. Эффективность использования ролевых игр в процессе обучения / Н. Ф. Адилова. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. — 2011. — № 12 (35). — Т. 2. — С. 121-124. — URL: <https://moluch.ru/archive/35/3957/>
- [4] Кирпиков А. Р. Ролевая игра как метод социального исследования / А.Р. Кирпиков. — Текст : электронный // Материалы XXII Международной конференции памяти профессора Л. Н. Когана «Культура, личность, общество в современном мире: методология, опыт эмпирического исследования». — Екатеринбург: УрФУ, 2019. — С. 68-73.
- [5] Blatner, A. (2000). Foundations of psychodrama (4th ed, revised & expanded). New York: Springer.

- [6] Warren, Bernie (Ed.). (2002). *Creating a theatre in your classroom & Community*. (2nd ed., revised!) Concordia, Ontario, Canada: Captus Press.
- [7] Rula Al-Azawi, Fatma Al-Faliti, and Mazin Al-Blushi. *Educational Gamification Vs. Game Based Learning: Comparative Study / International Journal of Innovation, Management and Technology – IJIMT*, 2016 - Vol.7, no 4, pp. 131-136 - ISSN: 2010-0248 - DOI: 10.18178/ijimt.2016.7.4.659
- [8] Nela Sari Yolanda, Yessy Marzona, Lailatul Husna, Safinah Azmir. *The Effect of Addiction Online Game Factor by Private High School Students in Padang City / International Journal of Global Operations Research – IJGOR*, 2021 - Vol.2, No 1, pp. 24-36 – e-ISSN: 2722-1016 – p-ISSN: 2723-1739 - DOI: 10.47194/ijgor.v2i1.69
- [9] S. Zhao et al. *Player Behavior Modeling for Enhancing Role-Playing Game Engagement / IEEE Transactions on Computational Social Systems – 02/2021*, pp.1-11 - doi: 10.1109/TCSS.2021.3052261.
- [10] Calvin Cheng, Simon Yuen, and Vanessa Liu. *The Impact of the Adoption of Classroom Response Systems on University Students' Subject Learning Experience / International Journal of Innovation, Management and Technology – IJIMT*, 2020 - Vol.11, no 2, pp. 51-56 - ISSN: 2010-0248 - DOI: 10.18178/ijimt.2020.11.2.875.
- [11] Coe, D. F. *Why People Play Table-Top Role-Playing Games: A Grounded Theory of Becoming as Motivation / The Qualitative Report*, - November 2017- 22 (11), 2844-2863 – ISSN: 1052-0147 - Retrieved from <http://nsuworks.nova.edu/tqr/vol22/iss11/1>
- [12] Habiburrahim, H., Trisnawati, I., Yuniarti, Y., Zainuddin, Z., Muluk, S., & Orrell, J. (2021). *Scrutinizing Cheating Behavior among EFL Students at Islamic Higher Education Institutions in Indonesia / The Qualitative Report*, - March 2021- Vol. 26 No. 3, pp. 1033-1053 – ISSN: 1052-0147 - Retrieved from <https://doi.org/10.46743/2160-3715/2021.4683>
- [13] Olga Mikhailovna Burenkova, Irina Vladimirovna Arkhipova, Sergei Aleksandrovich Semenov and Saniya Zakirzyanovna Samarenkina. *Motivation within Role-Playing as a Means to Intensify College Students' Educational Activity / International Education Studies – Published by Canadian Center of Science and Education*, 2015 - Vol.8 no 6, pp. 211-216 - ISSN: 1913-9020 – E-ISSN 1913-9039 - DOI: 10.5539/ies.v8n6p211. - URL: <http://dx.doi.org/10.5539/ies.v8n6p211>
- [14] Сухарев В.В. *Использование игр и ролевых игр в обучении английскому языку / В.В. Сухарев. — Текст : электронный // Журнал «Актуальные проблемы современного иноязычного образования». — №4 - Курск: Курский государственный университет, 2016. — С. 19-33 – Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28139678>.*

- [15] Красников В.Е. Опыт внедрения ролевых игр в учебный процесс / Красников В.Е., Маркелова Е.В., Чагина Е.А., Скляр Л.Ф. // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2016. – № 5 (часть 5) – С. 795-798 – ISSN: 1996-3955– Режим доступа: <https://applied-research.ru/ru/article/view?id=9523>
- [16] Stefania Bumbu. Using the Role Play Method in Military Pedagogy / Land Forces Academy Review – Vol. XXV, No. 4(100), 2020 - pp. 317-324 - DOI: 10.2478/raft-2020-0038. - URL: https://www.researchgate.net/publication/347826395_Using_the_Role_Play_Method_in_Military_Pedagogy
- [17] Варгасов Н.Р. Управление качеством образования в технических университетах / Н.Р. Варгасов, В.Н. Кудрявцев // 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. – С. 30-40 – ISSN: 2223-0807– DOI: 10.1872/MMF-2017-0
- [18] Афанасьева И.Б. Педагогические условия для управления процессом обучения / И.Б. Афанасьева, И.А. Матвеева, О.В. Меркулова // 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. – С. 16-29 – ISSN: 2223-0807– DOI: 10.1872/MMF-2017-2
- [19] 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

V.N.Kudryavtsev¹, V.A.Paramonova²

ROLE-PLAYING GAMES WITH ELEMENTS OF SIMULATION MODELING IN THE STUDY OF SPECIAL DISCIPLINES BY ENGINEERING STUDENTS

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

²Donetsk national university of the economy and trading the name Mihaila Tugan-Baranovskogo, Donetsk People's Republic.

Abstract

The article is devoted to the peculiarities of organizing a role-playing game with elements of simulation modeling "Production meeting" for engineering students. The game covers the material of professional cycle disciplines-special

educational disciplines (such as " Electrophysical processing methods", " Fundamentals of Mechanical Engineering technology", " Methodology for creating advanced technological equipment") and disciplines that provide training in the field of computer technology ("Computer-aided design of the production process", " Automated production cycle management", " Automation of technological preparation of the production process", "Computer technology in mechanical engineering"). The results of testing the simplified version of the game on a small group showed that due to the use of modeling in the process of preparing for a role-playing game and further discussion in groups, students are more motivated to study topics, better understand the issues considered in the complex of industrial relations, gain the skill of conducting business professional discussion and argumentation of proposed solutions. It is also a significant factor that there is an opportunity to receive quick feedback in the form of an assessment of their proposed projects, discussion skills and argumentation, based on the simulated result of their decisions, which increases visibility in conditions of multivariance.

Key words: training motivation, business professional discussion, professional specialized disciplines, role-playing game, simulation production situations and design solutions.

REFERENCES

- [1] Mochamad Abdul Azis Amir, Ananda Rachmaniar, Henri Rismanayadi, Andre Julius. Improving Student's Achievement Motivation Through Role-Play / International Journal of Global Operations Research – 2020 - Vol.1, No. 3, pp. 96-102 – e-ISSN: 2722-1016 – p-ISSN: 2723-1739 - DOI: 10.47194/ijgor.v1i3.52
- [2] Fantazir, K., & Bartley, M. (2021). Role-playing gamification technologies with adult learners / Imagining SoTL. - 2021 - Vol.1, p.p.3–24. – DOI: 10.29173/isotl520
- [3] Adilova, N. F. Effectiveness of the use of role-playing games in the learning process / N. F. Adilova. - Text : direct // Young scientist. — 2011. — № 12 (35). — Vol. 2. - pp. 121-124 — URL: <https://moluch.ru/archive/35/3957/>
- [4] Kirpikov A. R. Role-playing game as a method of social research / A. R. Kirpikov. - Text : electronic // Materials of the XXII International Conference in memory of Professor L. N. Kogan "Culture, personality, society in the modern world: methodology, experience of empirical research". - Yekaterinburg: UrFU, 2019. - pp. 68-73.
- [5] Blatner, A. (2000). Foundations of psychodrama (4th ed, revised & expanded). New York: Springer.
- [6] Warren, Bernie (Ed.). (2002). Creating a theatre in your classroom & Community. (2nd ed., revised!) Concordia, Ontario, Canada: Captus Press.

- [7] Rula Al-Azawi, Fatma Al-Faliti, and Mazin Al-Blushi. Educational Gamification Vs. Game Based Learning: Comparative Study / International Journal of Innovation, Management and Technology – IJIMT, 2016 - Vol.7, no 4, pp. 131-136 - ISSN: 2010-0248 - DOI: 10.18178/ijimt.2016.7.4.659
- [8] Nela Sari Yolanda, Yessy Marzona, Lailatul Husna, Safinah Azmir. The Effect of Addiction Online Game Factor by Private High School Students in Padang City / International Journal of Global Operations Research – IJGOR, 2021 - Vol.2, No 1, pp. 24-36 – e-ISSN: 2722-1016 – p-ISSN: 2723-1739 - DOI: 10.47194/ijgor.v2i1.69
- [9] S. Zhao et al. Player Behavior Modeling for Enhancing Role-Playing Game Engagement / IEEE Transactions on Computational Social Systems – 02/2021, pp.1-11 - doi: 10.1109/TCSS.2021.3052261.
- [10] Calvin Cheng, Simon Yuen, and Vanessa Liu. The Impact of the Adoption of Classroom Response Systems on University Students' Subject Learning Experience / International Journal of Innovation, Management and Technology – IJIMT, 2020 - Vol.11, no 2, pp. 51-56 - ISSN: 2010-0248 - DOI: 10.18178/ijimt.2020.11.2.875.
- [11] Coe, D. F. Why People Play Table-Top Role-Playing Games: A Grounded Theory of Becoming as Motivation / The Qualitative Report, - November 2017- 22 (11), 2844-2863 – ISSN: 1052-0147 - Retrieved from <http://nsuworks.nova.edu/tqr/vol22/iss11/1>
- [12] Habiburrahim, H., Trisnawati, I., Yuniarti, Y., Zainuddin, Z., Muluk, S., & Orrell, J. (2021). Scrutinizing Cheating Behavior among EFL Students at Islamic Higher Education Institutions in Indonesia / The Qualitative Report, - March 2021- Vol. 26 No. 3, pp. 1033-1053 – ISSN: 1052-0147 - Retrieved from <https://doi.org/10.46743/2160-3715/2021.4683>
- [13] Olga Mikhailovna Burenkova, Irina Vladimirovna Arkhipova, Sergei Aleksandrovich Semenov and Saniya Zakirzyanovna Samarenkina. Motivation within Role-Playing as a Means to Intensify College Students' Educational Activity / International Education Studies – Published by Canadian Center of Science and Education, 2015 - Vol.8 no 6, pp. 211-216 - ISSN: 1913-9020 – E-ISSN 1913-9039 - DOI: 10.5539/ies.v8n6p211. - URL: <http://dx.doi.org/10.5539/ies.v8n6p211>
- [14] Sukharev V. V. The use of games and role-playing games in teaching English / V. V. Sukharev. - Text : electronic // Journal "Actual problems of modern foreign language education". - No. 4-Kursk: Kursk State University, 2016. - pp. 19-33 - Access mode: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28139678>.
- [15] Krasnikov V. E., Markelova E. V., Chagina E. A., Sklyar L. F. [Experience of implementing role-playing games in the educational process]. International Journal of Applied and Fundamental Research. - 2016. - No. 5

- (part 5) - pp. 795-798 - ISSN: 1996-3955 - Access mode: <https://applied-research.ru/ru/article/view?id=9523>
- [16] Stefania Bumbu. Using the Role Play Method in Military Pedagogy / Land Forces Academy Review – Vol. XXV, No. 4(100), 2020 - pp. 317-324 - DOI: 10.2478/raft-2020-0038. - URL: https://www.researchgate.net/publication/347826395_Using_the_Role_Play_Method_in_Military_Pedagogy
- [17] Vargasov N. R. Management of the quality of education in technical universities / N. R. Vargasov, V. N. Kudryavtsev // Modern Mechanical engineering: Science and Education: materials of the 6th International Scientific and Practical Conference. / Ed. by A. N. Evgrafov and A. A. Popovich.- St. Petersburg: Polytech Publishing House. un-ta, 2017. - 818 p. - pp. 30-40-ISSN: 2223-0807 – DOI: 10.1872/MMF-2017-0
- [18] Afanasyeva I. B. Pedagogical conditions for managing the learning process / I. B. Afanasyeva, I. A. Matveeva, O. V. Merkulova // Modern Mechanical Engineering: Science and Education: materials of the 6th International Scientific and Practical Conference. / Ed. by A. N. Evgrafov and A. A. Popovich.- St. Petersburg: Polytech Publishing House. un-ta, 2017. -818 p - pp. 16-29– ISSN: 2223-0807– DOI: 10.1872/MMF-2017-2
- [19] 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.

УДК 378.147

М.В.Лагунова¹, Л.А.Иванова², Н.В.Ежова³

СМЕШАННЫЙ ФОРМАТ ОБУЧЕНИЯ ВЫСШЕЙ МАТЕМАТИКЕ В ВЕК ЦИФРОВИЗАЦИИ ОБРАЗОВАНИЯ



¹Лагунова Марина Витальевна,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (931)256-2995, E-mail: lagunova_mv@spbstu.ru



²Иванова Любовь Алексеевна,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)953-5039, E-mail: ivanova_la@spbstu.ru



³Ежова Наталья Владимировна,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)709-6699, E-mail: ezhova_nv@spbstu.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы организации удаленного и смешанного формата обучения высшей математике в период карантинных мероприятий. Рассказано об уже имеющихся в наличии цифровых инструментах и сервисах и их дальнейшем развитии, а также о возможности и перспективах применения цифровых технологий в процессе обучения. Обсуждается вопрос о разумности полного перехода на цифру и об организации смешанного обучения, как наиболее приемлемого в создавшихся условиях. Приведены результаты промежуточной аттестации qпо высшей математике студентов двух потоков, обучающихся по смешанной системе.

Ключевые слова: смешанное обучение, blended learning, дистанционное обучение, distance learning, тест, Moodle, балльно-рейтинговая система.

И я боюсь стать таким, как взрослые, которым ничего не интересно, кроме цифр.

Антуан де Сент-Экзюпери

Вступление

Более года все страны мира живут в очень непростых условиях пандемии, которая изменила все сферы нашей жизни и очень сильно повлияла на развитие цифрового образования в том числе и в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого (СПбПУ). Объявление пандемии явилось мощнейшим толчком к созданию и развитию онлайн-курсов, широкому применению таких платформ, как Moodle, MS Teams, Zoom. Огромное количество преподавателей, которые были довольно далеки от интернет-технологий, по воле случая и по необходимости были вовлечены в процесс цифровизации образования. СПбПУ реально сделал гигантский скачок в этом направлении. Сейчас практически каждый преподаватель использует как минимум один интернет-ресурс, а у некоторых их число достигает нескольких десятков. Для обеспечения дистанционного обучения в СПбПУ были созданы специальные on-line курсы, на которых преподаватели могут опубликовать программу курса, записи лекций (в том числе в видео формате), разместить, собрать и проверить контрольные и домашние задания, а также вести журнал посещаемости и успеваемости, доступный всем студентам и проверяющим организациям.

Является ли цифровое образование благом или наоборот? Можно ли целиком заменить очное образование на удаленное с использованием цифровых технологий? Следует ли приравнивать его к заочному обучению? Все эти вопросы проявились с огромной силой, споры ведутся и не затихнут еще очень долго. Понятно одно – в будущем никакое обучение невозможно без использования цифровых технологий.

Эксперимент по внедрению электронного курса в дневное обучение, начатый нами несколько лет назад [1 – 4], в свете последних событий плавно перешел в жизненную необходимость. Нами были созданы онлайн-курсы, размещенные на портале «Открытое образование», полностью охватывающие первые два семестра курса Высшей математики и отвечающие всем нормам ГОС (Государственного Образовательного Стандарта), кроме того, студенты также имеют доступ и активно работают на курсах, размещенных на внутриуниверситетских сайтах СДО (Системы Дистанционного Обучения). Эти курсы мы создали и продолжаем

улучшать, дополнять и совершенствовать по всем темам курса Высшей математики, включая теорию поля и теорию вероятностей. Надо заметить, что электронный курс выгодно отличается от печатного издания тем, что он живой – его можно постоянно редактировать, дополнять и подстраивать по необходимости для каждого нового потока студентов.

В процессе активного многолетнего использования интернет-технологий, возникли новые наблюдения, наработки и выводы из них, которыми мы бы хотели поделиться. Вспомним основное отличие дневного, заочного и дистанционного обучения. Дневное обучение предполагает наличие достаточно жесткого учебного плана, выполнение которого необходимо в строго установленные сроки, в четко обозначенном месте: лабораторную работу делаем в лаборатории, контрольную работу пишем в аудитории и т.д. Заочное обучение имеет другую структуру: есть некий срок, к которому необходимо выполнить набор работ, который проверяется преподавателем, а сама встреча студента и преподавателя может произойти лишь на установочной сессии или экзамене. Невольно вспоминаются не так давно ушедшие времена, когда студенту-заочнику нужно было выполнить 4-5 контрольных работ, выбирая один вариант из 10. Одна контрольная – одна тетрадь. Далее эти тетради присылались (почтой России!) в конвертах или довольно увесистых бандеролях, после чего они забирались преподавателями на проверку. Работа только по подъему тяжестей была по-настоящему непосильной, потому что число студентов-заочников увеличивалось из года в год. Число вариантов, кстати, оставалось прежним, со всеми вытекающими последствиями... В этих условиях введение дистанционного курса было не просто забавой, а жизненной необходимостью. Собственно, изначально курсы СДО и создавались для студентов, обучающихся заочно. Студенты-очники тоже имели к ним доступ на случай, если они пропустили занятие или для подготовки к контрольным и экзаменам. Все изменилось с того момента, как было объявлено о переходе на дистанционный формат обучения. На тему различных подходов к организации удаленного обучения, связанного с карантинными мероприятиями, появилось много работ как в России, так и за рубежом [5 – 7]. Надо заметить, что созданные нами курсы СДО сыграли решающую и очень значимую роль в обучении не только студентов заочного отделения, но и студентов-очников. В период общей неразберихи, граничащей с паникой, на эти курсы были приглашены и записаны преподаватели и студенты многих других направлений, имеющие аналогичную программу курса Высшей математики. В этих курсах есть несомненные преимущества, но и заметные недостатки. Несмотря на то, что технические возможности каждого Университета, каждого преподавателя, к сожалению, довольно ограничены, при наличии не очень мощного ноутбука, не самого лучшего графического планшета и

устойчивого интернета возможна очень достойная организация практически любого занятия. Это остается актуальным и на данный момент, когда для некоторых студентов нет возможности приехать к месту учебы или посещение аудиторных занятий невозможно из-за карантина.

Курс СДО предполагает, что в любое свободное время студент может знакомиться с материалами курса: просматривать и конспектировать видеолекции, читать электронный учебник, разбирать задачи для самостоятельного решения и выполнять практические работы, тесты, итоговые мероприятия, опять же в любое удобное для него время. Но при переходе на дистанционное обучение мы понимали, что человек ленив (это его природа), и возможность перенести то, что можно сделать завтра, на послезавтра, несколько расслабляет. Кроме того, с переходом на такой ритм жизни большое количество студентов будет искать работу, минимизируя время на учебу. Перед нами встала задача сделать дистанционное обучение максимально приближенным к аудиторному. По распоряжению проректора по образовательной части СПбПУ Е.М. Разинкиной с начала марта 2021 года наш университет перешел на смешанный формат обучения, чему и мы, и студенты несказанно рады. Что же для нас представляет этот формат и как можно использовать его возможности в обучении и воспитании будущих инженеров?

Методы

Смешанный формат обучения (Blended Learning) сочетает в себе традиционные формы обучения (лицом к лицу) с элементами электронного обучения, в котором широко применяются компьютерные технологии, такие как аудио и видео записи, компьютерная графика, а также тесты и другие интерактивные элементы. Педагогическим моделям смешанного обучения в российских и зарубежных вузах посвящено много современных работ, например, [8 – 14]. Один из подходов к смешанному обучению проиллюстрируем рисунком 1, [6].

В соответствии с приведенной на рис. 1 схеме, на первых занятиях (не так важно, проводятся ли они очно в аудитории или в on-line формате) преподаватель рассказывает о том, какие требования будут предъявлены к студенту на этапе промежуточной аттестации. В нашем случае уже много лет мы практикуем балльно-рейтинговую систему, при которой в течение семестра студенты набирают (или теряют) баллы за своевременное (или несвоевременное) выполнение текущих заданий. Кроме того, на вводной лекции проводится инструктаж по тому, как зайти на электронный курс, как открыть видеолекцию, что надо сделать, чтобы вовремя пройти очередной тест, отправить выполненное задание или отметить в журнале посещаемости и т.п.

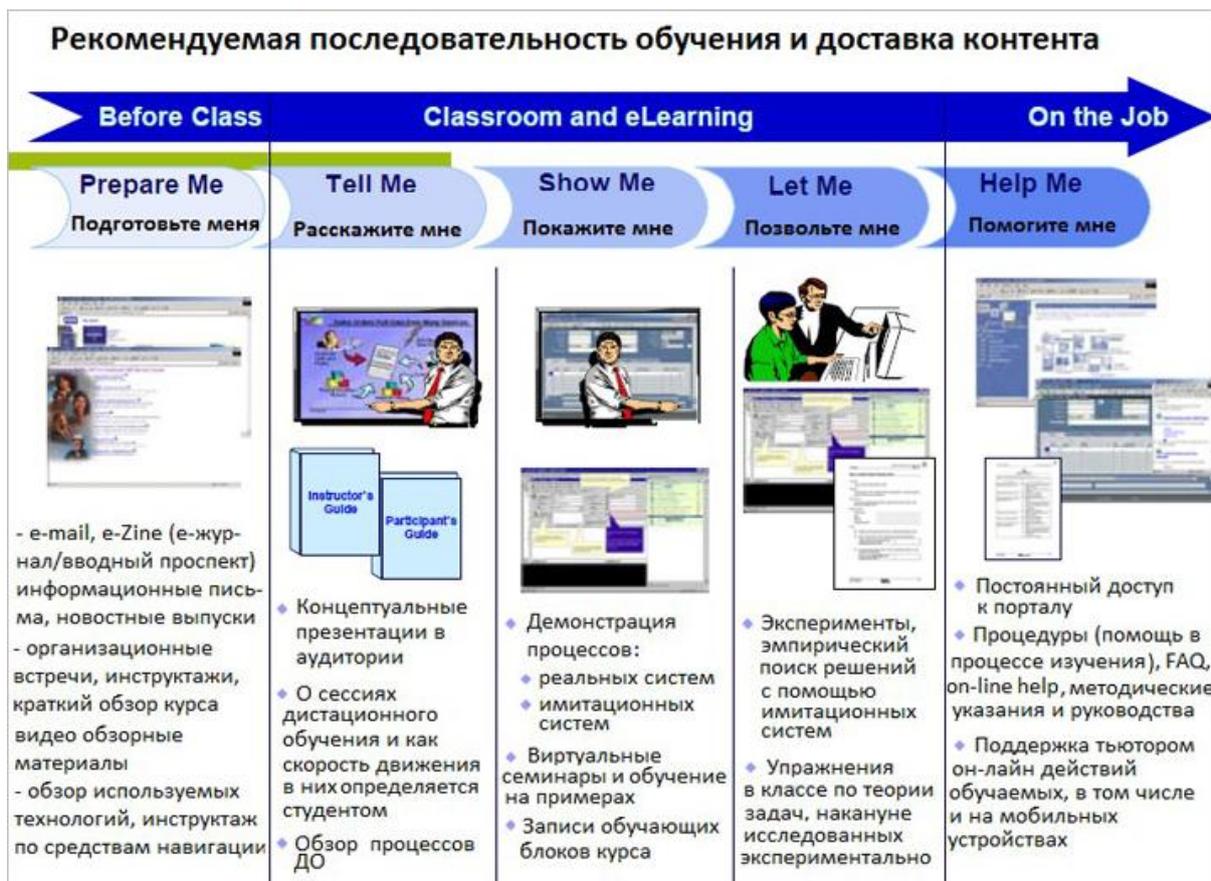


Рис. 1. Последовательность обучения в формате смешанного обучения.

Учебный процесс в СПбПУ в настоящее время организован следующим образом: лекции в больших потоках из-за эпидемиологической обстановки читаются on-line, практические занятия для тех, кто сумел приехать и не находится на карантине, проводятся обычно, в аудитории. В связи с этим студентам во время лекции по расписанию предлагается просмотреть соответствующие учебному плану видеолекции. Надо заметить, что многие, хоть и не все, студенты ведут конспекты отменного качества, что вряд ли бы им удалось в случае, когда лекция читается один раз и в таком темпе, который не всегда способствует быстрому и качественному осмыслению материала. Как известно, среднестатистический КПД любой лекции обычно не превосходит КПД паровоза.

Далее, уже на практических занятиях в аудитории, преподаватель повторяет наиболее важные моменты пройденной лекции, отвечает на возможные вопросы и разбирает типовые примеры, на что уходит примерно половина учебного занятия. Надо заметить, что в уже немного подготовленной аудитории это делать гораздо проще и эффективнее. В оставшееся время студенты проходят практические занятия на

университетском сайте СДО. Эти практические занятия были созданы на платформе Moodle в формате «Лекция» в период жёстких карантинных мер и заменяли собой традиционные аудиторные практики. Упомянутый выше элемент курса «Лекция» позволяет преподавателю располагать контент в интересной и гибкой форме, с использованием качественных изображений, и включает элементы интерактива. Часть примеров разобрана, некоторые вопросы и задачи студенты должны решить самостоятельно. В случае неправильно данного ответа может быть дана подсказка, после которой студент имеет возможность попробовать ответить еще раз. За практическое задание студенту начисляются баллы в процентах. В расчет итоговой оценки они не входят, но контрольные мероприятия проводятся только для тех, кто прошел все практические занятия, каждое хотя бы на 80%.

Как уже было сказано выше, промежуточная аттестация проходит на основе балльно-рейтинговой системы. Баллы, полученные за работу в течение семестра (выполнение контрольных работ и итоговых тестов за каждый пройденный раздел) суммируются с баллами, полученными за коллоквиум и за экзамен. Мы стараемся сделать так, чтобы соотношение полученных баллов было примерно одинаковое, то есть треть можно получить за работу дома в режиме on-line и две трети за коллоквиум и экзамен (в равных долях).

Отдельно хотелось бы сказать по поводу коллоквиума и экзамена. Эти мероприятия мы также проводим в смешанном формате. Студенты приходят со своими гаджетами, причем достаточно и простого смартфона, заходят на сайт СДО, где каждому генерируется тест по пройденному материалу. Обычно это около 30 вопросов разного уровня сложности, среди которых есть вопросы-эссе, в которых студенту надо изложить, например, доказательство теоремы. В случае, когда процедура проходит в аудитории, студент обязан сдать черновик с представленными решениями. Если экзамен сдавался в удаленном режиме, то необходимо сфотографировать и прислать свой черновик в ограниченное время, сразу после проведения промежуточной аттестации. В удаленном режиме студенты пишут работу только в том случае, если мы видим их видеоизображение в MS Teams. Таким образом мы стараемся решить проблему прокторинга.

Важнейшим аспектом смешанного образования является также поддержка тьютором on-line действий обучаемых, в том числе и на мобильных устройствах. Для этой цели мы также используем MS Teams и социальные сети. Например, группа студентов, находящаяся на карантине, недавно попросила прояснить один сложный момент практического занятия, который мы, естественно, разобрали в аудитории. В этом случае

собирается команда MS Teams, берется в руки графический планшет и то же самое транслируется для всех желающих.

Для того, чтобы обеспечить успеваемость студентов, очевидно, должны выполняться и проверяться следующие моменты:

- посещаемость, желательно 100%-ная;
- работа студента в течение семестра, а не в последнюю неделю перед экзаменом;
- самостоятельное выполнение домашних заданий;
- добросовестная подготовка к контрольным работам, коллоквиумам, зачетам и экзаменам.

Посещаемость. Чтобы проверить посещаемость на занятии, проводимом в on-line режиме, мы используем оцениваемый форум. Зайдя во время лекции на сайт СДО и в канал MS Teams, каждый студент делает отметку в оцениваемом форуме. Вторая отметка о посещаемости берется в виде Excel таблицы из канала, созданного на время лекции. Ведется видеозапись лекции, которая хранится в том же канале. Если студент что-то пропустил, надеемся по уважительной причине, то у него есть возможность получить всю информацию.

Работа в течение семестра. Чтобы стимулировать непрерывную работу студентов в течение всего семестра, контрольные тесты по пройденным темам открываются лишь при условии, что выполнены все предыдущие тесты и практические задания. Например, чтобы открылся тест по интегралам, студент должен закрыть хотя бы на 60% предыдущий контрольный тест по комплексным числам и многочленам, а также 2 теста для самопроверки по интегралам и 10 практических занятий в формате «Лекция». Для выполнения домашнего контрольного теста, баллы за который идут в рейтинг, дается 4 попытки в адаптивном режиме. Это значит, что есть возможность проверить свой ответ и исправить его, получив в таком случае штрафные баллы. На контрольные тесты выставляются достаточно жесткие ограничения по времени. Если студент не успел закрыть тест вовремя, то открывается его дубликат, в котором максимально возможное число баллов меньше.

Самостоятельное выполнение домашних заданий – очень важный момент в обучении. Не будем отрицать тот факт, что всегда есть такие студенты, которые стремятся воспользоваться чужими знаниями или, например, списать ответ из учебника. На сайте СДО, разумеется, варианты работ у всех студентов разные, хоть и равнозначные по своей трудоемкости. Кроме того, если учесть тот факт, что без многочисленных практических заданий контрольный тест не откроется, есть надежда на то, что эти задания студент будет выполнять самостоятельно, возможно, консультируясь в аудитории с преподавателем или одногруппниками.

Подготовка к контрольным работам, коллоквиумам, зачетам и экзаменам предполагает, прежде всего, доступность материалов курса. Даже в случае отсутствия достойного конспекта лекций и практик студент имеет возможность освежить в памяти весь пройденный материал. И если нет желания просматривать еще раз видеолекции, то на сайте СДО имеется текстовый материал в формате pdf, легко читаемый даже в метро со смартфона. Также при повторении материала очень полезны и практические занятия, в которых изложены основные моменты теории и практики. Кроме того, перед коллоквиумом и экзаменом мы составляем один вариант тренировочного теста, состоящего из вопросов, аналогичных тем, что будут впоследствии заданы. Особенно полезен такой тест для студентов, у которых русский язык не является родным. По крайней мере, они не будут терять время на осознание того, что им предстоит сделать. Студенты могут проходить тренировочный тест в том же адаптивном режиме, число попыток не ограничено. Ограничение ставится только на время прохождения, потому что в реальной ситуации на написание экзамена или коллоквиума отводится два академических часа. Что касается экзаменационного теста, то тут цена ошибки высока – вместо адаптивного режима со штрафами включен режим «Отложенный отзыв», то есть свой результат студенты узнают только после того, как будут проверены преподавателем ответы на вопросы-эссе.

Обсуждения

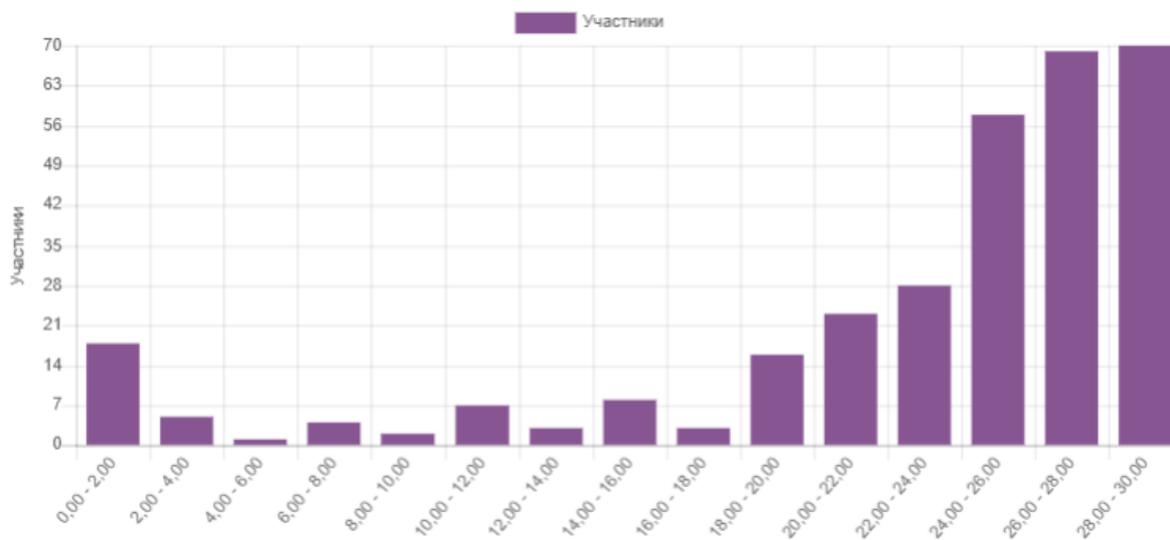
Наряду с преимуществами, которые дает нам цифровой формат обучения, разумеется, мы увидели многие проблемы. Понятно, что в аудитории проверить посещаемость и активное участие студента в практическом занятии довольно просто. На off-line лекции все уже совсем не так. Более того, студенты, пришедшие в аудиторию на лекцию лишь для того, чтобы отметить, на самом деле только мешают учебному процессу. Если речь идет об удаленном формате, то, разумеется, простая отметка в MS Teams или в форуме СДО не гарантирует физического присутствия человека на занятии. Следует хотя бы на практических занятиях on- или off-line постоянно держать студентов в напряжении, менять вектор заданий, делать переключку в середине on-line занятия. Ведь работа студента в течение семестра тесно связана с реальной посещаемостью. Если сейчас проанализировать списки посещающих очные занятия, то можно сделать неутешительный вывод. Те студенты, которые пытались максимально устраниваться с дистанционных занятий, не вернулись в аудитории очно.

Еще одна проблема заключается в том, что дистанционно довольно сложно оценить личное участие студента в выполнении заданий on-line.

Здесь очень важна позиция преподавателя. Он может махнуть рукой и смириться с многочисленными фактами плагиата, on-line калькуляторами и прочим. Но можно чуть подкорректировать задачу, сменить тему, просто задать пару дополнительных вопросов, и все вышеперечисленное студенту не поможет, если он не разбирается в теме. Студенты, работавшие на дистанции самостоятельно, продолжают успешно работать и в аудитории. Им интереснее работать дистанционно, так как в этом формате больше времени на то, чтобы думать самим, а не следовать мысли преподавателя. На данный момент стала проявляться пока небольшая прослойка студентов, которых не надо заставлять выполнять ту или иную работу, они делают осознанный выбор и сами готовы трудиться, получая новые знания. Это показывает и статистика проведения различных работ в дистанционной форме в сравнении со статистикой итоговых работ, проводимых в аудиторном формате. Интересно наблюдать за бывшими школьниками, которые, начиная первый курс с бурной общественной жизни и активного списывания, постепенно приходят к пониманию необходимости самостоятельной работы и начинают показывать не просто фиктивные результаты, а реальные хорошие результаты и менять свое отношение к будущей профессии.

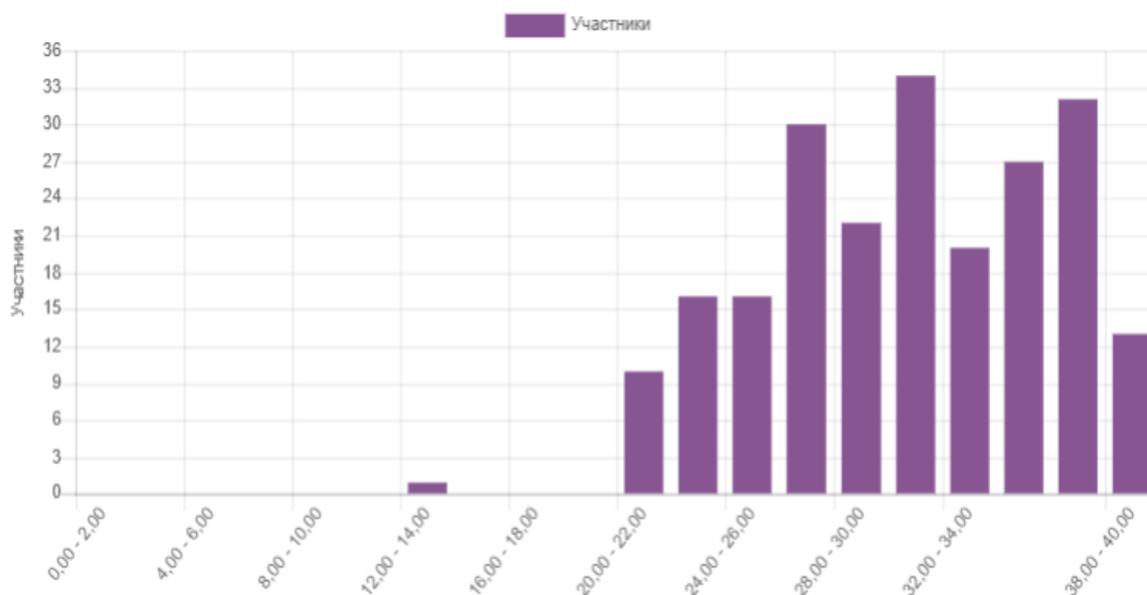
Результаты

В качестве примера результата приведем распределение баллов студентов, полученных за коллоквиум осеннего семестра. Коллоквиум был проведен на последней неделе до объявления очередного локдауна, то есть как раз во время смешанного формата обучения. Тест писали в аудитории, часть ответов проверялась автоматически, часть проверял преподаватель. Студенты обязаны были сдать черновики с решениями. Несколько студенческих групп в это время уже находились на карантине и принять участие в очном мероприятии не смогли. Эти студенты проходили тест удаленно, включив камеры в MS Teams. Выборка достаточно репрезентативная – тест писали почти одновременно студенты двух институтов СПбПУ, обучающихся на механическом и энергетическом потоках университета. Приведем два рисунка: на рис. 2 изображена гистограмма распределения оценок при выполнении тренировочного теста. Всего было выполнено 752 попытки. Вариант у всех студентов был один, число попыток не ограничено, режим поведения вопросов адаптивный. Можно было проверять и исправлять свой ответ, получая при этом штрафные очки.



Оценка
Рис. 2

На рисунке 3 вы видите результаты самого коллоквиума, в котором приняли участие 282 студента двух разных институтов, имеющих сходную программу обучения высшей математике. Надо отметить, что эти данные мы взяли уже после переписывания, иногда двухкратного, поэтому пороговую оценку в 21 балл из 40 возможных преодолели почти все участники.



Оценка
Рис. 3

Распределение случайной величины – числа полученных баллов – напоминает нормальное гауссово распределение. Оно не может быть абсолютно нормальным ввиду того, что выше максимального балла

получить невозможно. И не будем забывать, что коллоквиум не могли сдать студенты, не выполнившие все on-line задания по соответствующим темам. Сравнивая оба рисунка, отметим, что среднестатистический студент использовал три попытки, чтобы пройти тренировочный тест, что не может не радовать. Кстати говоря, этим числовым данным есть еще и практическое применение. В следующем семестре, при изучении курса теории вероятностей и математической статистики, такой набор данных практически идеален для применения статистических методов, что мы и делаем в потоке студентов Высшей школы автоматизации и робототехники.

Выводы

Использование цифровых методов обучения не может полностью заменить традиционного образования, даже несмотря на то, что представляются очень широкие и заманчивые перспективы использования различных интернет-ресурсов. Чтобы сравнить результаты двух подходов к образованию, сошлемся на работы Стэнфордского университета США, специалисты которого провели анализ более тысячи эмпирических исследований, в которых сравнивалось традиционное, on-line, и смешанное обучение [15]. Результаты анализа позволили авторам утверждать, что в период с 1996 по 2008 год on-line обучение не имело значительного преимущества перед традиционными формами. Однако смешанное обучение оказалось значительно эффективнее, чем обучение, полностью происходящее в режиме on-line. Это исследование существенно укрепило позиции смешанного обучения и придало еще большую динамику его развитию.

Немаловажным является еще тот факт, что преподаватель освобождается от рутинной работы, связанной с проверкой и хранением многочисленных «бумажных» работ, ведением рукописного журнала, выставлением баллов, вычислением итоговой оценки, – все это происходит автоматически с помощью современных цифровых технологий.

И, наконец, нельзя не отметить личное участие преподавателя в процессе воспитания подрастающего поколения, воспитания неназойливого и ненавязчивого, – студенты на самом деле это очень ценят.

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] 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.
- [4] Лагунова М.В., Ежова Н.В. Распределение времени в курсе математики и организация самостоятельной работы студентов. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С.41-49.
- [5] Marina V. Lagunova, Liubov A. Ivanova, Natalja V. Ezhova. Organization of remote education for higher mathematics. Challenges and solutions. *Advances in Mechanical Engineering*. Springer. 2020 – С.1-9
- [6] Som Naidu. The MOOC is dead—long live MOOC 2.0! // *Distance Education*. V. 4, 2020 – Issue 1, С. 1-5.
- [7] Benjamin Luke Moorhouse. Adaptations to a face-to-face initial teacher education course ‘forced’ online due to the COVID-19 pandemic // *Journal of Education for Teaching*, 2020
- [8] Плетяго Т.Ю., Остапенко А.С., Антонова С.Н. Педагогические модели смешанного обучения в вузе: обобщение опыта российской и зарубежной практики. // *Образование и наука*. 2019;21(5):112-129. <https://doi.org/10.17853/1994-5639-2019-5-113-130>
- [9] Larry Bielawski David Metcalf *Blended eLearning: Integrating Knowledge, Performance, Support, and Online Learning*. // 2003 by HRD Press, Inc
- [10] Проблемы и перспективы цифровой трансформации образования в России и Китае. // II Российско-китайская конференция исследователей образования «Цифровая трансформация образования и искусственный интеллект». Москва, Россия, 26– 27 сентября 2019 г. Изд. дом Высшей школы экономики, 2019
- [11] Кузьминов Я.И. Как сделать школьников успешными // *Ведомости*. 21 ноября 2017 г. Электронный ресурс (дата обращения: 5 марта 2018 г.). <https://www.vedomosti.ru/opinion/articles/2017/11/21/742459-shkolnikov-uspeshnimi>

- [12] Zhiru Sun, Kui Xie. How do students prepare in the pre-class setting of a flipped undergraduate math course? A latent profile analysis of learning behavior and the impact of achievement goals. // *The Internet and Higher Education*. Vol. 46, 2020
- [13] Fishman B., Dede C., Means B. Teaching and Technology: New Tools for New Times // *Handbook of Research on Teaching* Drew / H. Gitomer, C.A. Bell (eds). 5th ed. AERA. Ch. 21. 2016
- [14] Хао У, Ю. Лицинъ, Ли Вэй, Ли Лей. Оценка информатизации образования: исследования, практика и рефлексия // *Исследования в области электрохимического образования*. 2018. № 4. С. 12–17 (кит.)
- [15] Means, B., Toyama, Y., Murphy, R., Bakia, M., & Jones, K. (2010, September) // *Evaluation of Evidence-Based Practices in Online Learning: A Meta-Analysis and Review of Online Learning Studies*.

M.V.Lagunova, L.A.Ivanova, N.V.Ezhova

BLENDED LEARNING OF HIGHER MATHEMATICS IN THE CENTURY OF THE DIGITALIZATION OF EDUCATION

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper deals with the organization of a remote and blended format of teaching higher mathematics during the period of quarantine measures. It is told about the digital tools and services already available and their further development, as well as the possibilities and prospects of using digital technologies in the learning process. The question of the rationality of a complete transition to digital services and the organization of blended learning, as the most acceptable in the current conditions, is discussed. The results of intermediate students' knowledge assessment in higher mathematics are given.

Keywords: blended learning, distance learning, remote learning, test, Moodle, proctoring, point-rating system

REFERENCES

- [1] V.E. Vasiliev, M.V. Lagunova, N.V. Ezhova. Distance education of correspondence students of the mechanical engineering department of IMMiT. // *Modern engineering. Science and Education: Materials Intern. scientific-practical conferences*. –SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2016. –pp. 72-81.

- [2] M.V. Lagunova, N.V. Ezhova. An interactive approach in the distance teaching of a mathematics course to students in the mechanical engineering field. // Modern engineering. Science and Education: Materials Intern. scientific-practical conferences. –SPb. : Polytechnic Publishing House. University, 2014. –pp. 67-71
- [3] M.V. Lagunova, N.V. Ezhova, D.V. Ketov. The use of Internet technologies in teaching a mathematics course for students of the mechanical engineering field of IMMiT // Modern Engineering. Science and Education: Materials Intern. scientific-practical conferences. –SPb.: Polytechnic Publishing House. University, 2013. –pp.118-123.
- [4] Lagunova M.V., Ezhova N.V. The distribution of time in the course of mathematics and the organization of independent work of students. // Modern engineering. Science and education: materials of the International scientific-practical conference. - SPb.: Publishing house of the Polytechnic. University, 2017. – pp.41-49
- [5] Marina V. Lagunova, Liubov A. Ivanova, Natalja V. Ezhova. Organization of remote education for higher mathematics. Challenges and solutions. Advances in Mechanical Engineering. Springer. 2020 – pp.1-9
- [6] Som Naidu. The MOOC is dead—long live MOOC 2.0! // Distance Education. V. 4, 2020 – Issue 1, pp. 1-5.
- [7] Benjamin Luke Moorhouse. Adaptations to a face-to-face initial teacher education course ‘forced’ online due to the COVID-19 pandemic // Journal of Education for Teaching, 2020
- [8] Pletyago T.Yu., Ostapenko A.S., Antonova S.N. Pedagogical models of blended learning: On the experience of Russian and foreign practice of design and implementation. The Education and science journal. 2019;21(5):112-129. (In Russ.) <https://doi.org/10.17853/1994-5639-2019-5-113-130>
- [9] Larry Bielawski David Metcalf Blended eLearning: Integrating Knowledge, Performance, Support, and Online Learning. // 2003 by HRD Press, Inc
- [10] Problems and prospects of digital transformation of education in Russia and China. // II Russian-Chinese Conference of Educational Researchers "Digital Transformation of Education and Artificial Intelligence". Moscow, Russia, September 26–27, 2019 Ed. House of the Higher School of Economics, 2019
- [11] Kuzminov Ya.I. How to make schoolchildren successful // Vedomosti. November 21, 2017 Electronic resource (date accessed: March 5, 2018) <https://www.vedomosti.ru/opinion/articles/2017/11/21/742459-shkolnikov-uspeshnimi>
- [12] Zhiru Sun, Kui Xie. How do students prepare in the pre-class setting of a flipped undergraduate math course? A latent profile analysis of learning

- behavior and the impact of achievement goals. // *The Internet and Higher Education*. Vol. 46, 2020
- [13] Fishman B., Dede C., Means B. *Teaching and Technology: New Tools for New Times* // *Handbook of Research on Teaching* Drew / H. Gitomer, C.A. Bell (eds). 5th ed. AERA. Ch. 21. 2016
- [14] Hao Wu, Yu Lqin, Li Wei, Li Lei. *Assessment of informatization of education: research, practice and reflection* // *Research in the field of electrochemical education*. 2018. No. 4. P. 12-17
- [15] Means, B., Toyama, Y., Murphy, R., Bakia, M., & Jones, K. (2010, September) // *Evaluation of Evidence-Based Practices in Online Learning: A Meta-Analysis and Review of Online Learning Studies*.

УДК 378(045)

Н. И. Наумкин¹, Е.В.Забродина², С. В. Забродин³

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕНТАЛЬНЫХ КАРТ ПРИ ОБУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЕ «МЕТОДИКА ОБУЧЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ»



¹Наумкин Николай Иванович,
Мордовский государственный университет имени Н. П. Огарева
Россия, Саранск
Тел.: 89093257832, E-mail: naumn@yandex.ru.



²Забродина Евгения Владимировна,
Мордовский государственный университет имени Н. П. Огарева
Россия, Саранск
Тел.:89375154987, E-mail: evgeniya.nikitina.1994@mail.ru.



³Забродин Сергей Викторович,
Мордовский государственный педагогический университет
имени М. Е. Евсевьева
Россия, Саранск
Тел.: 89279731112, E-mail: sergey.zabrodin2017@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы, связанные с применением ментальных карт в профессиональной деятельности, в частности в рамках учебной дисциплины «Методика обучения технологии». Результаты показали, что вследствие применения данной технологии в учебной деятельности у студентов заметно увеличивается познавательная активность.

Ключевые слова: ментальные карты, интеллект-карты, методика обучения технологии, дисциплина.

Введение

Современное общество перед молодым поколением ставит задачи требующие навыков креативного и творческого мышления. Но современное молодое поколение не всегда готово к решению проблемы

подойти с креативом и творчеством, так как школа в основном направлена на развитие стандартных или шаблонных знаний, умений и навыков. В дальнейшем такие люди с трудом понимают, каким образом им нужно разработать что-то новое, так как у них выработано умение действовать согласно определенному алгоритму. Данную проблему можно решить на уровне высшего образования посредством применения в учебной, внеучебной деятельности инновационных технологии, таких как ментальные карты (Mind Mapping) или интеллект-карты.

Методы

Ментальные карты – это представление в виде схемы системы знаний изображенных в виде изображений, видеофрагментов, интерактивных заданий, таблиц, текстов, значков. С помощью ментальных карт можно систематизировать абсолютно любую информацию. Они намного лучше зрительно воспринимаются, чем списки, таблицы, графики, текстовая информация. Данная инновационная технология позволяет отойти от одномерного линейного мышления к многомерному. Инновационная составляющая данной технологии заключается в ее зрительном представлении не словами, а образами, знаками, видеоматериалами, цветовыми эффектами [2].

Интеллект-карты представляют собой удобный способ развития креативного и творческого мышления, решение быденных задача, конспектирование лекционного материала, запоминание объемной информации. Ментальные карты открыты в XX веке Т. Бьюзенем [4]. Они могут пригодиться абсолютно в любой области жизни. Например, как для решения повседневных задач, так и для решения учебных вопросов; бизнес-проектов; решение творческих задач [1]. С помощью них можно спроектировать проведение любого мероприятия. Например, в учебной деятельности – можно проводить учебные занятия с помощью данного учебного средства.

Результаты

Рассмотрим применение ментальных карт на примере дисциплины «Методика обучения технологии» для студентов высших учебных заведений обучающихся по направлению подготовки Педагогическое образование, профиля Технология.

В рамках раздела 6 «Методика изучения основных разделов школьного курса технологии». На вводном занятии, где предусмотрено

изучение всех основных разделов технологии, такие как декоративно-прикладное творчество, материаловедение, кулинария, конструирование, электрорадиотехника, швейное дело, проектная деятельность [3]. Возможно применение ментальной карты в течение всего учебного занятия.

Совместно со студентами необходимо начать построение ментальной карты с главного понятия «Технология» с помощью сервиса Mindomo. Дать определение данному понятию (рис.1).

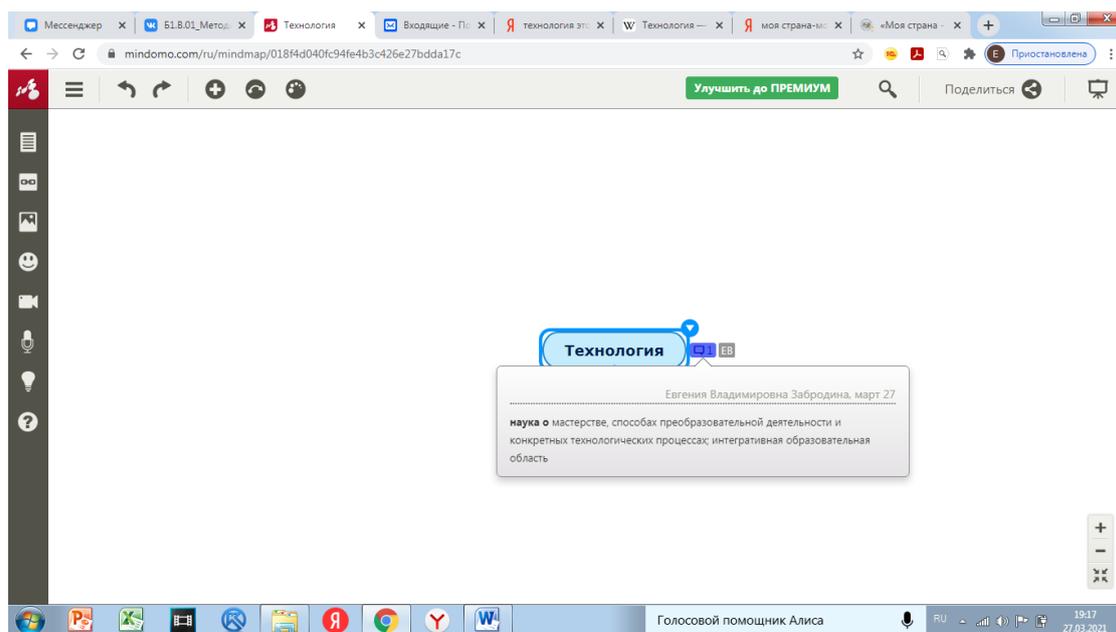


Рис. 1. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

Далее студентам необходимо вспомнить основные разделы технологии и записать их самостоятельно в данную схему. Данный режим совместного использования присутствует в ментальной доске и позволяет одновременно работать до 20 пользователей. При этом сам преподаватель распределяет роли и назначает каждого студента на определенную ветку (рис.2).

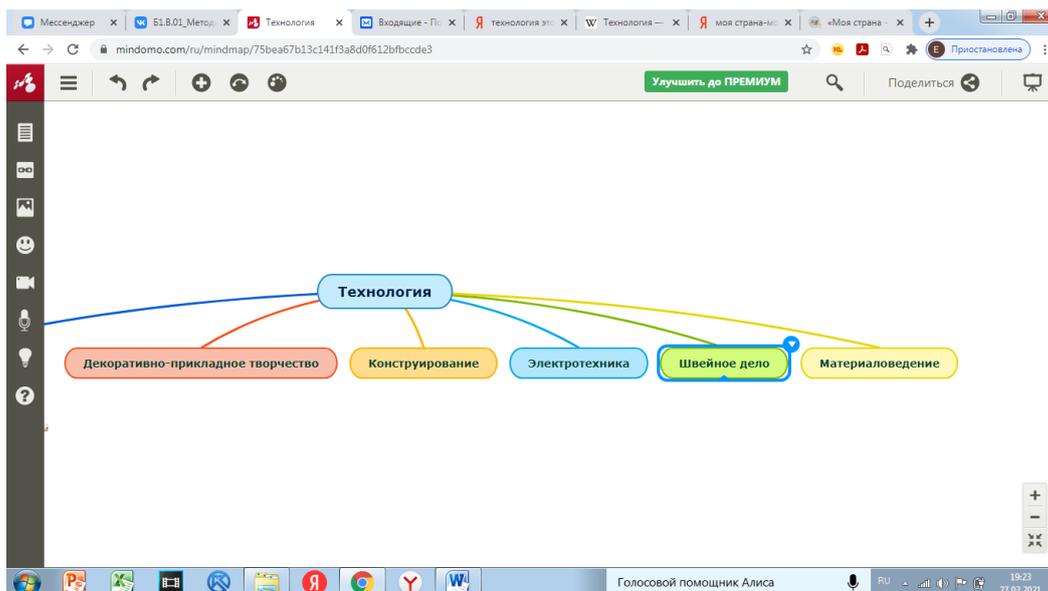


Рис 2. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

После того как студенты определяются и заполняют все основные разделы технологии. Необходимо каждый раздел разбить на более мелкий. Например, в структуру раздела «Декоративно-прикладное творчество» входит батик, фелтинг, фриволите, бисероплетение, ковроткачество и т.д. (рис.3.)

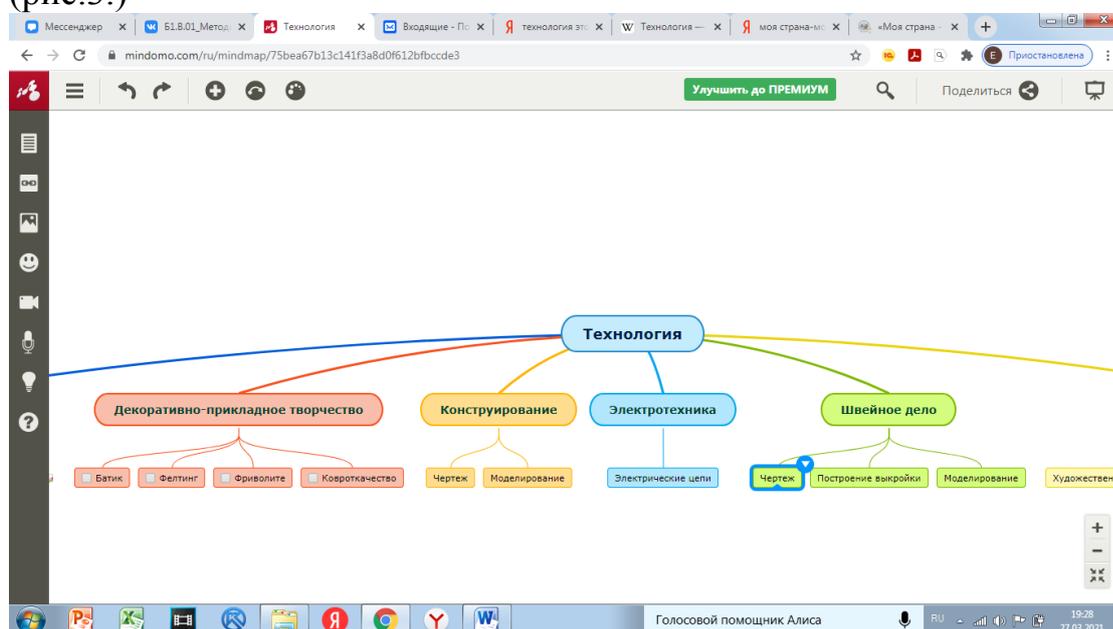


Рис. 3. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

Если есть необходимость можно разбить еще на более мелкие подтемы, а так же добавить видеоролики и картинки (рис.4, 5).

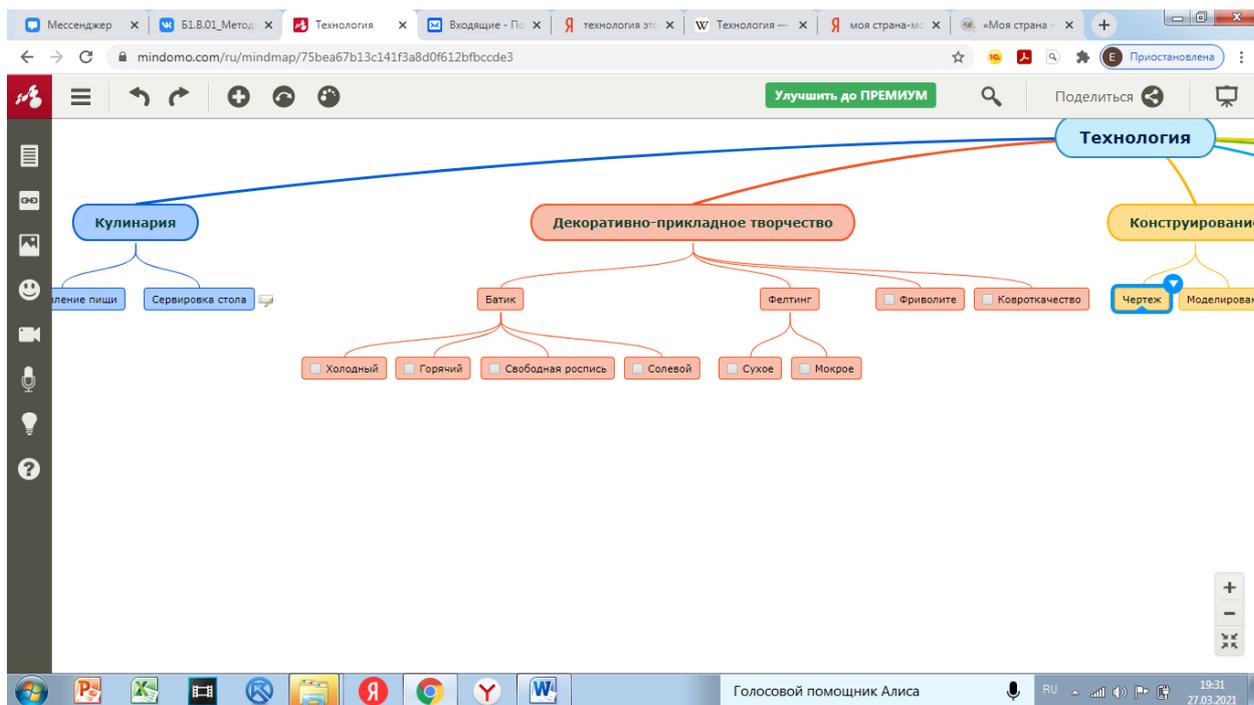


Рис. 4. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

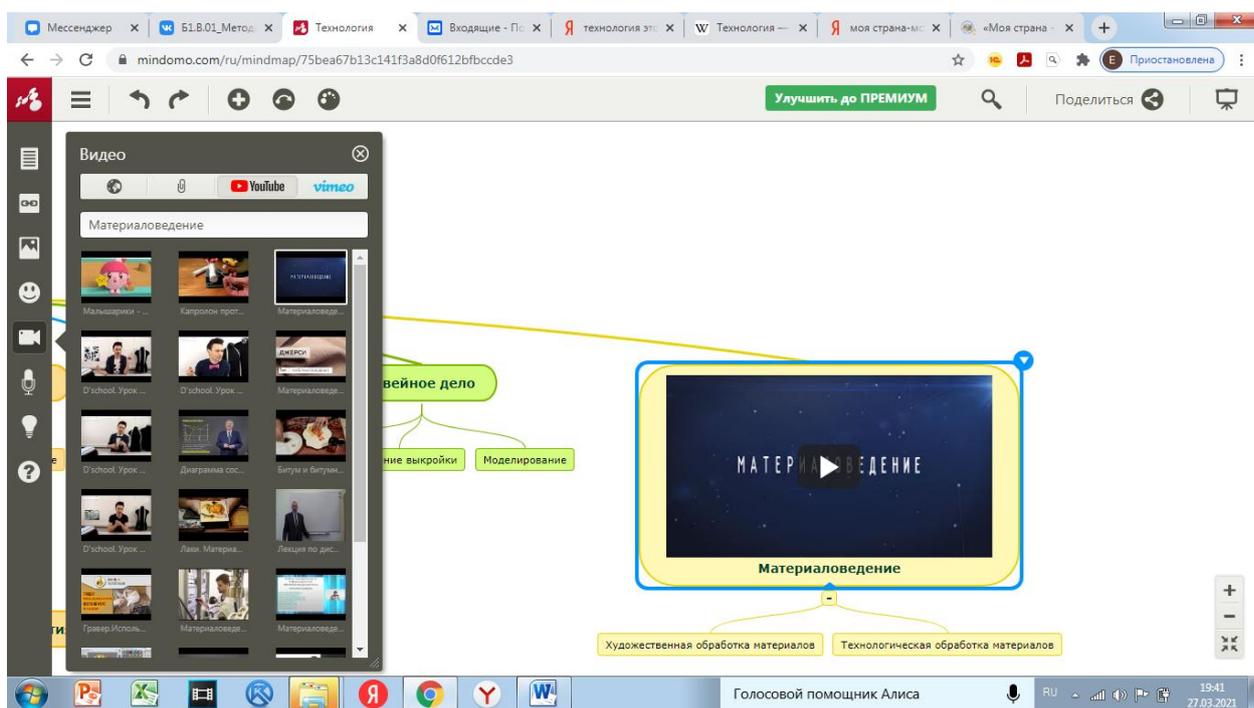


Рис. 5. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

Подводить итоги занятия мы предлагаем следующим образом под готовой схемой можно вынести блок «Итоги занятия» где модно прикрепить активную гиперссылку на интерактивное занятие в системе

Leaning Apps. Пройдя, которое студенты ответят на основные вопросы по теме занятия (рис.6,7).

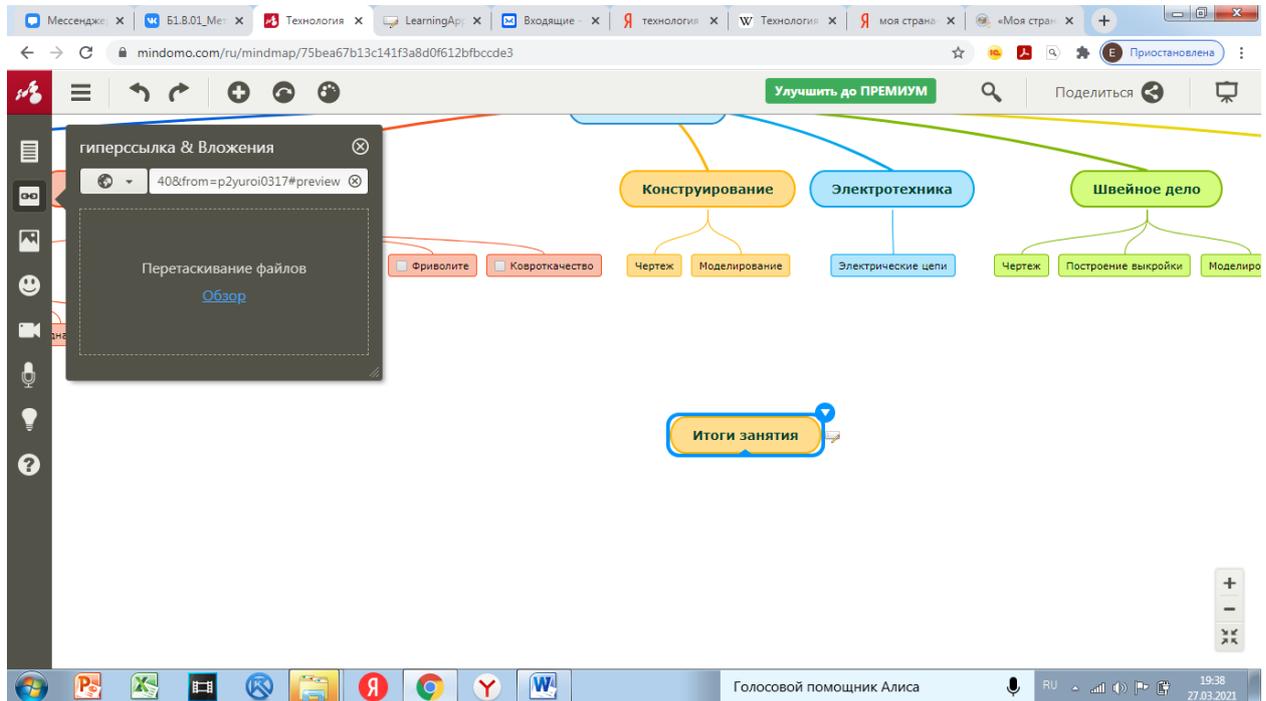


Рис. 6. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

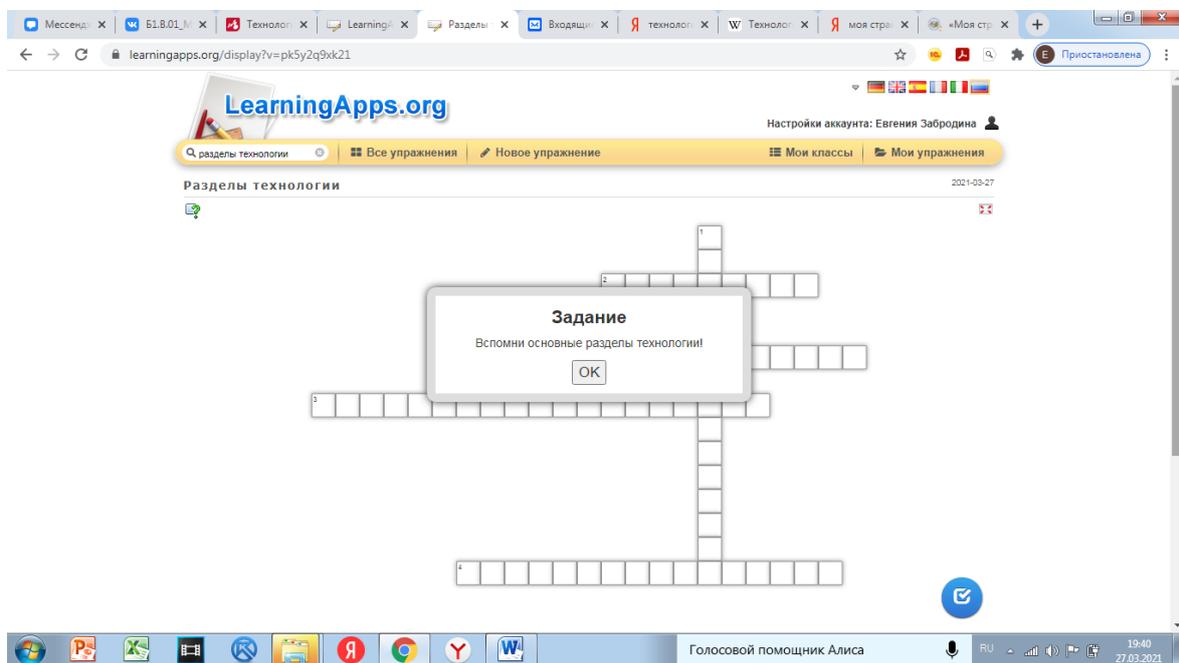


Рис. 7. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

После прохождения контроля знаний студентами можно предложить рефлективное задание продолжить следующие предложения.

На сегодняшнем занятии:

«Я научился ...»

«Я узнал новые ...»

«Я смог...»

Свои ответы попросить записать в подтему итоги занятия (рис. 8).



Рис. 8. Ментальная карта с помощью сервиса Mindomo

Обсуждение

В соответствии с вышесказанным, можно выделить основные этапы подготовки ментальных карт к занятию:

- 1) форма проведения занятия (лекция, семинар, практическое занятие, нестандартное занятие и т.д.);
- 2) план учебного занятия (постановка целей и задач, определение методов, приемов и технологий, способы активизации студентов);
- 3) основное содержание учебного занятия;
- 4) разработка ментальной карты;
- 5) апробация ментальной карты.

Заключение.

Ментальные карты позволяют четко структурировать учебный материал, выстраивать логику, а так же позволяет визуализировать изучаемый материал.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Бершадская Е.А. Применение метода интеллект - карт для формирования познавательной деятельности учащихся. Пед. технологии: проф. журн. для технологов образования. 2019. № 3. С. 17–21.
- [2] Бруннер Е.Ю. Применение технологии mind map в учебном процессе. Развитие международного сотрудничества в области образования в контексте Болонского процесса: материалы международной науч.-практ. конф. г. Ялта (5-6 марта 2008 г.). Ялта: РИО КГУ, 2018. Вып. 19. Ч. 1. С. 50-53.
- [3] Бьюзен Т. Карты памяти. Используй свою память на 100%. Москва: Росмэн-Пресс, 2017. 96 с.
- [4] Бьюзен Т. Интеллект-карты. Практическое руководство. Попурри, 2010. 368 с.
- [5] Воробьева В.М., Чурикова Л.В., Будунова Л.Г. Эффективное использование метода интеллект – карт на уроках. Москва: ГБОУ «ТемоЦентр», 2013. 44 с.
- [6] Голошапов А.С., Файзулин Е.Б., Карманова Е.В. Использование сервисов веб 2.0 в поддержку дистанционного обучения. Сб. материалов и докладов IV Всеросс. науч.-практ. конф. «Коммуникативные и образовательные возможности современных технологий» Екатеринбург : ИОЦ «Информед», 2016. С.51-58.
- [7] Дорошенко Е.Г., Пак Н. И., Рукосуева Н.В., Хегай Л. Б. О технологии разработки ментальных учебников. Вестник Томского государственного педагогического университета (Tomsk State Pedagogical University Bulletin), 2013. – Вып. 12 (140). С. 145-151.
- [8] Кудринская О. В. Ментальные карты в образовании. Теория и практика современных гуманитарных и естественных наук: сб. науч. ст. ежегодной XV межрегион. науч.-практ. конф. Петропавловск-Камчатский, 2015. С.147–150.
- [9] Мюллер Х. Составление ментальных карт. Метод генерации и структурирования идей. Москва: Омега-Л, 2017. 126 с.
- [10] Наумкин Н. И., Ломаткин А. Н., Рожков Д. А., Кручинкин Д. С., Иншаков В. А. Разработка педагогической модели методической системы подготовки студентов вузов к инновационной деятельности

- при обучении интегрированным дисциплинам. Современные наукоемкие технологии. 2019. № 10-1. С. 153-157.
- [11] Наумкин Н.И., Забродина Е.В., Рожков Д.А. Проектирование содержания дисциплины «Методика обучения технологии», направленной на инновационную подготовку студентов педагогического вуза // Современные проблемы науки и образования. 2020. № 3.; URL: <http://science-education.ru/ru/article/view?id=29868> (дата обращения: 27.02.2021).
- [12] Пак Н. И. Гипермозг как основа становления ментальной дидактики. Интернет — свободный, безопасный, образовательный. Межрегион. науч.-практ. конф. (18-19 октября, 2013 г., г. Омск): сб. матер. / под общ. ред. М.П. Лапчика. Омск: Полиграфический центр КАН, 2013. 278 с.
- [13] Сазанова Л.А. Ментальные карты как средство обучения в вузе. Перспективы развития информационных технологий. 2016. № 28. С. 118–122.
- [14] Серебренников, Л. Н. Методика обучения технологии : учебник для академического бакалавриата. Москва : Издательство Юрайт, 2019. 226 с. URL: <https://urait.ru/bcode/437115> (дата обращения: 16.04.2020).
- [15] Яковлева С.С. Использование ментальных карт в обучении студентов вуза. Научное обозрение. Педагогические науки. 2019. № 4-1. С. 134-137; URL: <https://science-pedagogy.ru/ru/article/view?id=2083> (дата обращения: 27.03.2021).

N.I. Naumkin¹, E.V. Zabrodina², S.V. Zabrodin³

USE OF MENTAL CARDS IN TEACHING THE DISCIPLINE "TECHNOLOGY TEACHING METHODS"

¹ Ogarev Mordovia State University, Russia;

² Mordovia State Pedagogical University named after M.E. Evseviev, Russia.

Abstract

The paper deals with issues related to the use of mental maps in professional activities, in particular, within the framework of the discipline "Technique of teaching technology." The results showed that as a result of the application of this technology in educational activities, students' cognitive activity noticeably increases.

Key words: mental maps, mind maps, technology teaching methodology, discipline.

REFERENCES

- [1] Bershadskaya E.A. Application of the method of intelligence - maps for the formation of cognitive activity of students. Ped. technologies: prof. zhurn. for education technologists. 2019. No. 3. P. 17–21.
- [2] Brunner E.Yu. Application of mind map technology in the educational process. Development of international cooperation in the field of education in the context of the Bologna process: materials of international scientific and practical. conf. Yalta (March 5-6, 2008). Yalta: RIO KSU, 2018. 19.Part 1.S. 50-53.
- [3] Buzan T. Memory cards. Use your memory 100%. Moscow: Rosmen-Press, 2017.96 p.
- [4] Buzan T. Mind Maps. A practical guide. Potpourri, 2010.368 p.
- [5] Vorobyova V.M., Churikova L.V., Budunova L.G. Effective use of the method of intelligence - cards in the classroom. Moscow: GBOU "TemoCenter", 2013. 44 p.
- [6] Goloshchapov A.S., Faizulin E.B., Karmanova E.V. Using web 2.0 services to support distance learning. Sat. materials and reports IV All-Russian. scientific-practical conf. "Communication and educational opportunities of modern technologies" Yekaterinburg: IOC "Informed", 2016. P.51-58.
- [7] Doroshenko EG, Pak NI, Rukosueva NV, Khegai LB About the technology of mental textbooks development. Tomsk State Pedagogical University Bulletin, 2013. 12 (140). S. 145-151.
- [8] Kudrinskaya OV Mental maps in education. Theory and practice of modern humanities and natural sciences: collection of articles. scientific. Art. annual XV interregion. scientific-practical conf. Petropavlovsk-Kamchatsky, 2015. pp. 147–150.
- [9] Müller H. Drawing up mental maps. A method for generating and structuring ideas. Moscow: Omega-L, 2017.126 p.
- [10] Naumkin N. I., Lomatkin A. N., Rozhkov D. A., Kruchinkin D. S., Inshakov V. A. Development of a pedagogical model of a methodological system for preparing university students for innovative activities in teaching integrated disciplines. Modern high technologies. 2019. No. 10-1. S. 153-157.
- [11] Naumkin N.I., Zabrodina E.V., Rozhkov D.A. Designing the content of the discipline "Technique of teaching technology" aimed at innovative training of students of a pedagogical university // Modern problems of science and education. 2020. No. 3 .; URL: <http://science-education.ru/ru/article/view?id=29868> (date of access: 02/27/2021).
- [12] Pak NI Hypermind as the basis for the formation of mental didactics. The Internet is free, safe, educational. Interregion. scientific-practical conf.

- (October 18-19, 2013, Omsk): Sat. mater. / under total. ed. M.P. Lapchik. Omsk: KAN Polygraphic Center, 2013.278 p.
- [13] Sazanova L.A. Mental maps as a means of teaching at a university. Prospects for the development of information technology. 2016. No. 28, pp. 118–122.
- [14] Serebrennikov, LN Technique of teaching technology: textbook for academic baccalaureate. Moscow: Yurayt Publishing House, 2019.226 p. URL: <https://urait.ru/bcode/437115> (date accessed: 04/16/2020).
- [15] Yakovleva S.S. The use of mental maps in teaching university students. Scientific Review. Pedagogical sciences. 2019. No. 4-1. S. 134-137; URL: <https://science-pedagogy.ru/ru/article/view?id=2083> (date of access: 03/27/2021).

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках
научного проекта № 20-313-90007*

УДК 37.022: 62-503.55: 550.380.87

А. Д. Перечесова¹, И.И. Калапышина²

ФОРМИРОВАНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ ИНЖЕНЕРОВ-ИССЛЕДОВАТЕЛЕЙ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ МЕХАТРОНИКА



¹ Перечесова Анна Дмитриевна,
Санкт-Петербургский филиал ФГБУН Института земного
магнетизма, ионосферы и распространения радиоволн им.
Н.В.Пушкова РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)961-0020, E-mail: perechesova@gmail.com.



² Калапышина Ирина Ивановна,
Санкт-Петербургский филиал ФГБУН Института земного
магнетизма, ионосферы и распространения радиоволн им.
Н.В.Пушкова РАН
² Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования «Национальный
исследовательский университет ИТМО»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911) 713-7772, E-mail: weir521@yandex.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы комплексного обучения студентов с целью формирования профессиональных компетенций инженеров-исследователей по специальности мехатроника, на примере разработки экспериментальной платформы позиционирования. В процессе выполнения работы, обучающиеся получили теоретические знания и практические навыки в следующих областях: приборостроение, сопротивление материалов, теория машин и механизмов, моделирование, программирования и организации эксперимента. Перед рабочей группой студентов был поставлен комплекс задач исследования, ими была сконструирована управляемая платформа позиционирования высокоскоростной видеокамеры для бесконтактного получения данных, используемых в расчетах параметров арамидных торсионов. Упругий

торсионный подвес магниточувствительного элемента (МЧЭ) магнитостатического вариометра выполняет ответственную роль в высокоточном геофизическом комплексе серии GI-MTS (СПбФ ИЗМИРАН).

Работа позволила развить навыки практического применения теоретических знаний инженеров-исследователей по специальности мехатроника, умение эффективно решать комплексные задачи, осуществлять работу в коллективе и взаимодействовать с учеными различных направлений.

В результате спроектирован и реализован измерительно-лабораторный комплекс, при работе обучающимися были использованы ANSYS WorkBench, SolidWorks, КОМПАС-3D V16, Visual Basic.NET и возможности 3D-принтера Picaso Designer. По итогам работы были написаны выпускные квалификационные работы бакалавров и магистров, а также статьи различного уровня в том числе индексируемые в базе данных научной периодики Scopus.

Ключевые слова: мехатроника, инженерное образование, формирование профессиональных компетенций, инновационная деятельность

Введение

Мехатроника — область науки и техники, основанная на синергетическом объединении узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами, обеспечивающими проектирование и производство качественно новых механизмов, машин и систем с интеллектуальным управлением их функциональными движениями [1].

В данной работе важным является достижение обучающимися следующих результатов освоения образовательной программы: способность разрабатывать программное обеспечение, необходимое для обработки информации и управления в мехатронных и робототехнических системах, а также для их проектирования; способность разрабатывать экспериментальные макеты управляющих, информационных и исполнительных модулей мехатронных и робототехнических систем и проводить их экспериментальное исследование с применением современных информационных технологий; способность проводить эксперименты на действующих макетах, образцах мехатронных и робототехнических систем по заданным методикам и обрабатывать результаты с применением современных информационных технологий и технических средств; готовность участвовать в составлении аналитических обзоров и научно-технических отчетов по результатам выполненной

работы, в подготовке публикаций по результатам исследований и разработок; способность участвовать в качестве исполнителя в научно-исследовательских разработках новых робототехнических и мехатронных систем [2-6].

В СПбФ ИЗМИРАН упругий торсионный подвес магниточувствительного элемента магнитостатического вариометра, входящего в состав геофизического комплекса GI-MTS-1, изготавливают из трех микрофиламентов арамидных нитей диаметром 0,016 мм. Для усовершенствования таких приборов, необходимы исследования физико-механических характеристик арамидных торсионов: модуля упругости при растяжении, модулей кручения и сдвига. В данном случае стандартные решения не подходят [7-8].

Обучающиеся были ознакомлены с актуальной целью исследования, им было предложено использовать специфические методы фото-видеосъёмки обусловленные геометрическими параметрами объекта исследования, дан оптимальный вариант организации видеорегистрации. Рабочей группой была разработана трехкоординатная управляемая платформа позиционирования высокоскоростной видеокамеры для бесконтактного получения данных, используемых в расчетах модулей спирально-анизотропных арамидных торсионов. Были проведены испытания трехкоординатной управляемой платформы позиционирования при проведении исследований по определению физико-механических характеристик арамидных торсионов [9].

Результаты

Был спроектирован измерительно-лабораторный комплекс для определения физико-механических характеристик арамидных торсионов [10]. Для позиционирования видеокамеры относительно объекта исследования была разработана трехкоординатная управляемая платформа. Указанная платформа реализует возможность удалённой фокусировки высокоскоростной камеры CamRecord CR450x3. Система из трех направляющих осуществляет минимально возможный шаг 0,13 мм, максимальная длина перемещения в трех направлениях – 300 мм. Позиционирование реализовано в программном интерфейсе «ПОЗИЦИОНЕР» (рис.1, (b)), здесь визуально отображаются направления перемещения камеры по осям направляющих. Программное обеспечение трехкоординатной управляемой платформы, разработанное для задачи позиционирования, реализует возможность движения камеры вдоль направляющих в трех режимах, а именно быстрое перемещение по осям, для общей установки системы, средняя скорость перемещения и перемещение с минимальным шагом для точного позиционирования и фокусировки камеры на объект исследования.

Система трехкоординатного позиционирования высокоскоростной камеры CR450x3 включает кронштейн, который предназначен для фиксации камеры на трёхкоординатной платформе. Кронштейн из термопластика и изготовлен с помощью 3D-принтера Picaso Designer (PICASO, Россия), он обеспечивает надежную фиксацию тела камеры.

Во время разработки комплекса были использованы готовые модули – направляющие системы учебного робототехнического комплекса (УРТК) с серводвигателем МН-145А постоянного тока и с блоком управления.

Обратная связь реализована на магнитных датчиках. На каждой направляющей в крайних положениях установлены герконы (магнитные датчики), для аварийного отключения каждого двигателя и предупреждения выхода каретки за пределы резьбы винта направляющей. Датчики связаны с системой управления УРТК и передают данные положения на нее.

Были проведены испытания измерительно-лабораторного комплекса при проведении исследований по определению физико-механических характеристик арамидных торсионов, на рис. 1, (а) показана лабораторная установка в сборе. Апробация показала успешную работу лабораторного комплекса. Эксперименты по определению физико-механических характеристик арамидных торсионов были проведены успешно, полученное изображение торсиона представлено на рис. 1 (с) [9].

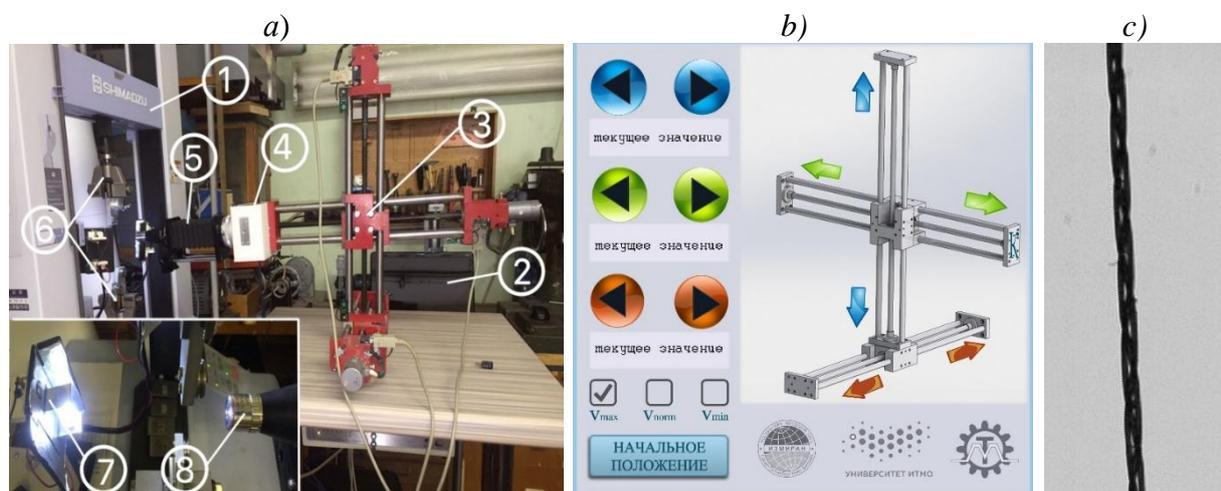


Рис.1. Измерительно-лабораторный комплекс в сборе (а), окно управления программы «ПОЗИЦИОНЕР» (б), полученное изображение торсиона (с).

1 – разрывная машина AGS-500NX SHIMADZU; 2 – ПК; 3 – техкоординатная управляемая платформа позиционирования; 4 – высокоскоростная камера CR450x3 Orptonis; 5 – меха для макросъемки; 6 – захваты с образцом торсиона; 7 – освещение; 8 – объектив Meiji Techno Japan

Платформа позволяет точно позиционировать высокоскоростную видеокамеру относительно объекта исследования по трем координатам с шагом 0,13 мм (максимальное расстояние перемещения 300 мм по каждой

координате). Управление положением камеры осуществляется с помощью серводвигателей МН-145А, специальной системы управления комплексом направляющих и программы «ПОЗИЦИОНЕР», разработанной для данного проекта. Программа «ПОЗИЦИОНЕР» написана на Visual Basic.NET.

Заключение

Работа позволила развить навыки практического применения теоретических знаний инженеров-исследователей по специальности мехатроника, умение эффективно решать комплексные задачи, осуществлять работу в коллективе и взаимодействовать с учеными различных направлений.

В результате спроектирован и реализован измерительно-лабораторный комплекс, при работе обучающимися были использованы ANSYS WorkBench, SolidWorks, КОМПАС-3D V16, Visual Basic.NET и возможности 3D-принтера Picaso Designer [11-15]. По итогам работы были написаны выпускные квалификационные работы бакалавров и магистров, а также статьи различного уровня в том числе индексируемые в базе данных научной периодики Scopus.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Лукинов А.П. Проектирование мехатронных и робототехнических устройств + CD: учебное пособие / ЛитРес, 2012 –608 с.
- [2] Van Broekhoven K., Belfi B., Hocking I, Fostering University Students' Idea Generation and Idea Evaluation Skills with a Cognitive-Based Creativity Training. 1 December 2021, Creativity, 7, Issue 2, pp 284-308.
- [3] Sayfullayeva D.A., Tosheva N.M., Nematova L.H., Zokirova D.N....Methodology of using innovative technologies in technical institutions. 2021, Annals of the Romanian Society for Cell Biology Volume 25, Issue 4, pp 7505-7522.
- [4] Tryus Y.V., Herasymenko I.V., Approaches, models, methods and means of training of future IT-specialists with the use of elements of dual education. 19 March 2021, Journal of Physics: Conference Series Volume 1840, Issue 1, article number 01203412th.
- [5] Шошиашвили М.Э., Шошиашвили И.С. Проектирование мехатронных и робототехнических систем специального назначения: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ(НПИ),2017 – 39 с.
- [6] Шекшаева Н.Н., Наумкин Н.И., Безруков А. В. Вовлечение студентов в изготовление ТСО с помощью аддитивных технологий-важный фактор подготовки к инновационной деятельности [Электронный

- ресурс] // Материалы 7-й Международной научно-практической конференции Современное машиностроение. Наука и образование: ММЕСЕ-2018–СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – с. 77-86. - Свободный доступ в сети Интернет.-<https://elib.spbstu.ru/dl/2/k18-2.pdf/download/k18-2.pdf>
- [7] Перечесова А.Д., Калапышина И.И. Выбор метода испытания на растяжение арамидных нитей // Приборы. - М: Союз общественных объединений "Международное научно-техническое общество приборостроителей и метрологов", 2014. - Вып. 172. - № 10. - С. 28-33.
- [8] Perechosova A.D., Kalapyshina I.I., Nuzhdin K.A. Kinematics and dynamics analysis of different mechanisms using the simmechanics/SIMULINK/MATLAB // 26th European Modeling and Simulation Symposium, EMSS 2014 - 2014, pp. 128-135.
- [9] Perechesova A.D., Soloveva G.A., Kalapyshina I.I. Hough Transform for the Calculation of Twist Angle of Aramid Torsion // WSCG 2015 – Poster Papers Proceedings - 2015, pp. 91-94.
- [10] Перечесова А.Д., Калапышина И.И., Куприянов Д.В., Ларионенко Г.С., Махмудова К.Д. Управляемая платформа позиционирования высокоскоростной видеокамеры для бесконтактного получения данных, используемых в расчетах параметров арамидных торсионов Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2016. № 3 (228). С. 49-54. DOI: 10.14489/hb.2016.03.pp.049-054.
- [11] Zhu D., Mobasher B., Rajan S.D. Experimental study of dynamic behavior of kevlar 49 single yarn // Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series Volume 1, 2011 – United States, 2011. P. 147-152. Code 86131.
- [12] Eiamnipon N., Nimdum P., Renard J., Kolutawong C. Experimental investigation on high strain rate tensile behaviors of steel cord-rubber composite // Composite Structures - Volume 99, 2013. – Elsevier BV. P. 1-7. DOI: 10.1016/j.compstruct.2012.12.008.
- [13] Бруйка В.А., В.Г. Фокин, Я.В. Курвева. Инженерный анализ в Ansys Workbench: Учебное пособие /Самара: Самар. гос. техн.ун-т, 2013. - 148с.: ил
- [14] Диевский В.А. Теоретическая механика. – СПб.: изд. Лань, 2005. – 320 с.
- [15] Дронг В.И., Дубинин В.В., Ильин М.М. и др. Курс теоретической механики. / Под ред. К.С. Колесникова. – М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2005, 418 с.

FORMATION OF PROFESSIONAL COMPETENCIES OF MECHATRONICS SPECIALTY RESEARCH ENGINEERS

¹ SPbF IZMIRAN, Russia;

² ITMO University, Russia.

Abstract

The paper describes the issues of comprehensive training of students in order to form the professional competencies of research engineers. Training in the specialty of mechatronics, on the example of the development of an experimental positioning platform. Working on the project, the students gained theoretical knowledge and practical skills in the following areas: instrumentation, resistance of materials, theory of machines and mechanisms, modeling, programming and experiment organization.

The working group of students was assigned a set of research tasks. The students designed a controlled positioning platform for a high-speed video camera for non-contact data acquisition. The obtained data are used in the calculations of the parameters of aramid torsion bars.

The elastic torsion suspension of the magnetosensitive element (MCE) of the magnetostatic variometer plays a responsible role in the high-precision geophysical complex of the GI-MTS series (SPbF IZMIRAN).

The work allowed us to use the skills of practical application of the theoretical knowledge of research engineers in the specialty of mechatronics. Ability to effectively solve complex problems, work in a team and interact with scientists of various fields.

As a result, a measurement and laboratory complex was designed and implemented. The students used ANSYS WorkBench, SolidWorks, COMPASS-3D V16, Visual Basic NET, and the capabilities of the Picaso Designer 3D printer. As a result of the work, the qualification papers of bachelors and masters were written. Articles of various levels have been written, including those indexed in the Scopus.

Key words: mechatronics, engineering education, formation of professional competencies, innovation activity

REFERENCES

- [1] Lukinov A. P. Design of mechatronic and robotic devices + CD: textbook / LitRes, 2012 -608 p.

- [2] Van Broekhoven K., Belfi B., Hocking I., Fostering University Students' Idea Generation and Idea Evaluation Skills with a Cognitive-Based Creativity Training. 1 December 2021, *Creativity*, 7, Issue 2, pp 284-308.
- [3] Sayfullayeva D.A., Tosheva N.M., Nematova L.H., Zokirova D.N...Methodology of using innovative technologies in technical institutions. 2021, *Annals of the Romanian Society for Cell Biology* Volume 25, Issue 4, pp 7505-7522.
- [4] Tryus Y.V., Herasymenko I.V., Approaches, models, methods and means of training of future IT-specialists with the use of elements of dual education. 19 March 2021, *Journal of Physics: Conference Series* Volume 1840, Issue 1, article number 01203412th.
- [5] Shoshiashvili M. E., Shoshiashvili I. S. Design of mechatronic and robotic systems for special purposes: an educational and methodological guide to the implementation of a course project / South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M. I. Platov. - Novocherkassk: YURSPU (NPI),2017-39 p.
- [6] Shekshaeva N. N., Naumkin N. I., Bezrukov A.V. Involvement of students in the production of TSO with the help of additive technologies-an important factor in preparing for innovative activity // *Materials of the 7th International Scientific and Practical Conference Modern Mechanical Engineering. Science and Education: MMESE-2018-St. Petersburg: Polytechnic University Publishing House. un-ta, 2018. - pp. 77-86. - Free access to the Internet.- <https://elib.spbstu.ru/dl/2/k18-2.pdf/download/k18-2.pdf>*
- [7] Perechosova A.D., Kalapyshina I.I., Selection of the method of testing the tensile strength of aramid threads / / *Devices. - M: Union of Public Associations "International Scientific and Technical Society of Instrument Makers and Metrologists", 2014. - Issue 172. - No. 10. - pp. 28-33.*
- [8] Perechosova A.D., Kalapyshina I.I., Nuzhdin K.A. Kinematics and dynamics analysis of different mechanisms using the simmechanics/SIMULINK/MATLAB // *26th European Modeling and Simulation Symposium, EMSS 2014 - 2014, pp. 128-135.*
- [9] Perechosova A.D., Soloveva G.A., Kalapyshina I.I. Hough Transform for the Calculation of Twist Angle of Aramid Torsion // *WSCG 2015 – Poster Papers Proceedings - 2015, pp. 91-94.*
- [10] Perechosova A.D., Kalapyshina I.I., Kupriyanov D.V., Larionenko G.S., Makhmudova K.D. Controlled platform for high-speed camera positioning for contactless gathering of the data, used for aramid torsion properties evaluation 2016. № 3 (228). C. 49-54. DOI: 10.14489/hb.2016.03.pp.049-054.
- [11] Zhu D., Mobasher B., Rajan S.D. Experimental study of dynamic behavior of kevlar 49 single yarn // *Conference Proceedings of the Society for*

- Experimental Mechanics Series Volume 1, 2011 – United States, 2011. P. 147-152. Code 86131.
- [12] Eiamnipon N., Nimdum P., Renard J., Kolutawong C. Experimental investigation on high strain rate tensile behaviors of steel cord-rubber composite // Composite Structures - Volume 99, 2013. – Elsevier BV. P. 1-7. DOI: 10.1016/j.compstruct.2012.12.008.
- [13] Bruyaka V. A., V. G. Fokin, Ya. V. Kurveva. Engineering Analysis in Ansys Workbench: Textbook /Samara: Samara State Technical University.un-t, 2013. - 148s.: il
- [14] Dievsky V. A. Theoretical mechanics. - St. Petersburg: ed. Lan, 2005. - 320 p.
- [15] Drong V. I., Dubinin V. V., Ilyin M. M., etc. Course of theoretical mechanics. / Edited by K. S. Kolesnikov. - Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2005, 418 p.

УДК 378.147

Д. С. Ситкин

НОВЫЕ РЕШЕНИЯ В ОБУЧЕНИИ ЦИФРОВЫМ ТЕХНОЛОГИЯМ



Дмитрий Сергеевич Ситкин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)419-9260, E-mail: sitkin_ds@spbstu.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы организации преподавания цифровых технологий в Санкт-Петербургском Политехническом университете Петра Великого. Описаны новые решения администрации университета, и приведён анализ их реализации. Представлены технологии преподавания базовых дисциплин в цифровой области, осуществляемые в Институте машиностроения, материалов и транспорта на младших курсах. Обсуждаются преимущества и недостатки внедрения дистанционного обучения, частично заменяющего очные занятия. Рассмотрена проблема наполнения содержания «цифровых дисциплин» и дефицита времени.

Ключевые слова: информатика, цифровые технологии, дистанционное обучение, унификация преподавания, тестирование.

Введение

Вопрос чему и как учить является фундаментальным вопросом педагогики в любое время. Он становится ещё более острым, когда речь заходит об информационных технологиях. Их развитие настолько стремительно, что программы дисциплин быстро устаревают, и не все преподаватели успевают совершенствовать содержание курсов согласно этим изменениям. Информационные технологии изучают все студенты, цифра проникла практически во все направления инженерной и повседневной бытовой деятельности человека, не связанной с процессом

обучения какой-либо специальности или направления, поэтому контингент обучающихся информатике в университете максимален. Соответственно в рамках университета и количественный состав преподавателей, ведущих эти дисциплины, очень широк. Существенным обстоятельством также является то, что преподавание информатики (или информационных технологий) не является централизованным, нет того принципа, который лежит в основе преподавания высшей математики или физики, когда всех студентов университета учит одна кафедра или институт. Из-за этого отсутствует единый подход к обучению этой общепрофессиональной дисциплине. Каждый институт или высшая школа имеют собственное видение наполнения курса и методов его реализации в учебном процессе, делая акцент на специфику существующих основных образовательных программ (ООП) в своём институте. И это представляется вполне объективным. При этом информатика является базовой, общетехнической дисциплиной наряду с математикой и физикой. И независимо от направления подготовки в ней есть общая часть, которая формирует как общекультурные компетенции, так и часть общепрофессиональных. Таким образом в разных институтах студенты имеют разную подготовку по базовым темам. Это обстоятельство вызывает также сложности при переводе с одного направления подготовки на другое, что часто встречается на младших курсах, где и осуществляется изучение информатики. Описанные выше проблемы, а также общая цифровизация экономики и акцентированное внимание этому вопросу со стороны государства способствовали принятию руководством университета ряда новых решений в части обучения информационным (цифровым) технологиям.

Первым шагом к унификации преподавания и наполнения дисциплины «Информатика» для всех студентов университета было создание Рабочей группы, состоящей из преподавателей, ведущих данный предмет, и методистов с разных институтов. Задачей, поставленной перед Рабочей группой, было создание онлайн-курса информатики для изучения на первом курсе студентами всех направлений, наполненным контентом, согласованным со всеми институтами в лице участников группы. Предстояло сформировать курс на три зачётных единицы (з.е.), две из которых были бы унифицированными для всех институтов, а третья уже содержала материалы по своему усмотрению каждого института. После многочисленных заседаний Рабочей группы была сформирована структура курса, а его темы наполнены содержанием. В этот курс вошли темы:

- информация и формы её представления;
- аппаратные и программные средства реализации информационных процессов;

- основы алгоритмизации и программирования;
- технологии подготовки отчётной документации и презентационных материалов;
- технологии обработки табличной информации;
- основы сетевых технологий и информационной безопасности.

Курс содержит лекционные занятия, видеолекции, презентации, практические занятия к некоторым темам и методические указания для самостоятельной работы. Завершается курс итоговым тестированием. Фрагмент курса представлен на рис. 1.

Тема 4. Технологии подготовки отчетной документации и презентационных материалов

Лекция 5

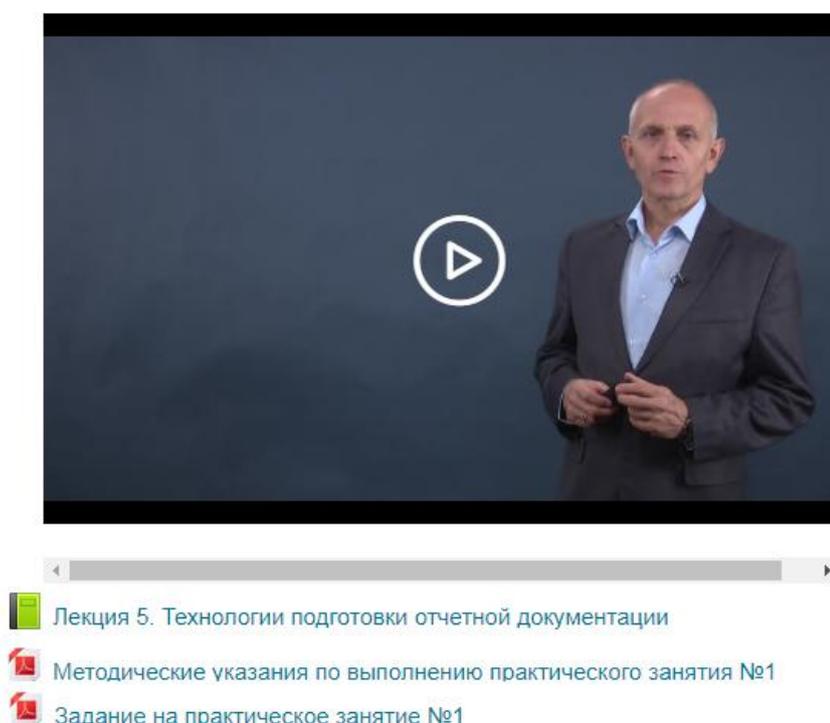


Рис. 1. Фрагмент интерфейса онлайн-курса «Базовая информатика»

К одному из недостатков курса можно отнести то, что вариантов практических заданий мало для массового курса, сами практические занятия предусмотрены в дистанционном формате, а проверка выполненных заданий не автоматизирована и предполагает участие преподавателя.

После представления курса общественности, он встретил значительную критику в части содержания. Отмечалось, что в подавляющей части курс повторяет школьную программу, что соответствует действительности. Однако преподаватели Рабочей группы, имея значительный опыт в преподавании информатики в университете,

отмечали, что содержание школьной программы и фактические знания абитуриентов в значительной части уровни не совпадающие. На большинство направлений подготовки университета информатика вступительным испытанием не является, и знания к заявленному уровню школьной программы не подтягиваются в старших классах школы. С другой стороны говорилось, что студенты, добросовестно выполнившие школьную программу, не должны быть лишены возможности продвинуться значительно дальше в своих знаниях, получая их теперь уже в университете, а не проходить повторно некоторые темы дисциплины. По этим причинам введение данного курса в учебные планы всех институтов было приостановлено.

Следующим этапом было принятие решение провести в начале учебного года всех студентов первого курса университета через тестирование по информатике, за исключением поступивших на направления подготовки, где одним из вступительных испытаний информатика и является. В качестве теста было решено использовать подготовленный итоговый тест в упомянутом выше курсе. Среди прочих институтов в тестировании участвовали и студенты первого курса всех направлений подготовки Института машиностроения, материалов и транспорта (ИММиТ). В мероприятии принял участие 481 студент ИММиТ. Нужно было ответить на 60 вопросов за 90 минут. Максимальная оценка – 100 баллов. Студентам было объявлено заранее, что результат прохождения теста не повлияет на показатели их успеваемости по изучаемой в текущее время дисциплине. Распределение результатов по баллам представлено на рис. 2.



Рис. 2. Результаты тестирования по базовой информатике

При разработке теста как составляющей онлайн-курса для изучения на первом курсе, было принято, что оценка выше 70 баллов будет считаться положительной. Результаты показали, что наибольшая по численности категория (71 человек) получила приграничную с положительной областью оценку в диапазоне 65-70 баллов. Успешно же сдали 159 человек, т.е. треть прошедших тестирование.

Поскольку тест разрабатывался для курса, предполагаемого для изучения в рамках первого курса, то замерять им именно остаточные школьные знания некорректно, что, наряду с другими замечаниями, отметили критики. В связи с этим был разработан другой тест, проверяющий минимальный уровень знаний по курсу школьной информатики, соответствующий Федеральному государственному образовательному стандарту. И уже на следующий учебный год в сентябре первокурсники по аналогичной схеме (60 вопросов на 90 минут) прошли тестирование по новым вопросам, в котором приняли участие и 432 студента ИММиТ. Здесь максимальной была оценка 60 баллов (один балл за каждый правильный ответ), распределение по диапазонам см. на рис. 3.

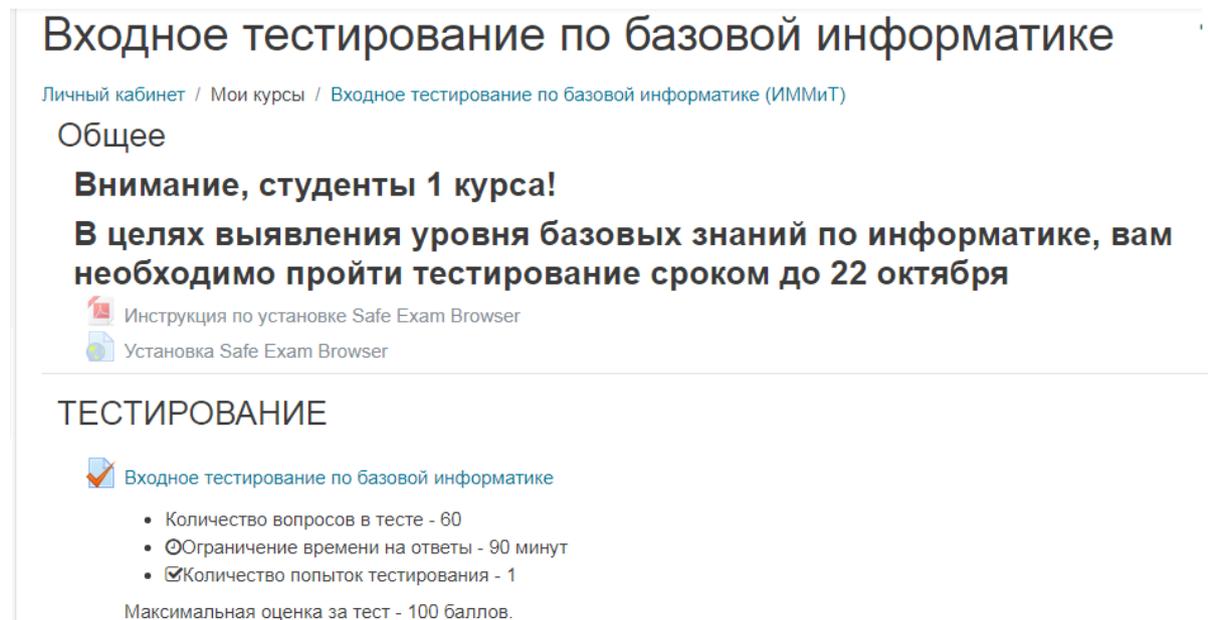


Рис. 3. Результаты тестирования по школьной информатике

Как и в первом случае, в зоне раздела результата на положительный и отрицательный (42 балла – 70% от максимальной оценки), разместилась максимальная по количеству студентов группа, а именно 101 человек. Положительно же тестирование прошла примерно половина студентов. Оба результата коррелируют между собой и с реальным положением дел: во втором тесте, полностью соответствующему школьной программе, положительных оценок больше, чем в первом, повторяющую её частично;

значительная часть абитуриентов слабо подготовлена по дисциплине после школьной программы, что выясняется ежегодно в учебной аудитории.

Учитывая проблему, изложенную в предыдущей части статьи, было решено, что в начале учебного года все первокурсники университета будут должны пройти тестирование по школьной программе информатики, созданного как онлайн-курс, на который они все будут подписаны (рис. 4).



The screenshot shows the title page of an online course. At the top, the title is 'Входное тестирование по базовой информатике'. Below it, there is a breadcrumb trail: 'Личный кабинет / Мои курсы / Входное тестирование по базовой информатике (ИММиТ)'. The main heading is 'Общее' followed by 'Внимание, студенты 1 курса!' and a bold announcement: 'В целях выявления уровня базовых знаний по информатике, вам необходимо пройти тестирование сроком до 22 октября'. There are two links: 'Инструкция по установке Safe Exam Browser' and 'Установка Safe Exam Browser'. A section titled 'ТЕСТИРОВАНИЕ' contains a link to the test with a checkmark icon. Below this link is a list of test parameters: 'Количество вопросов в тесте - 60', 'Ограничение времени на ответы - 90 минут', and 'Количество попыток тестирования - 1'. At the bottom, it states 'Максимальная оценка за тест - 100 баллов.'

Рис. 4. Титульная страница онлайн-курса для тестирования

Студенты, сдавшие его отрицательно, должны записаться на откорректированный онлайн курс по базовой информатике (не внедрённый в учебный процесс на первом курсе) и пройти его, снова сдав итоговый тест, тем самым подтянув свои школьные знания. В результате планируется иметь примерно одинаковый уровень начальной подготовки студентов-первокурсников.

Однако здесь просматривается недостаток в том, что пока идёт тестирование, а возможно и повторение школьного материала, пройдёт время, а учебные занятия, содержащие вузовский компонент и требующие школьной базы, начнутся уже с начала первого семестра. Другим вопросом является то, что курс базовой информатики находится вне учебного плана (является факультативным), и нет оснований требовать от студентов его обязательного изучения.

Для разработки нового универсального для всех институтов курса по базовой части информатики как вузовского компонента была вновь создана Рабочая группа, во многом состоящая из прежних преподавателей. Дисциплине теперь было дано название «Цифровая грамотность», трудоёмкостью 2 з.е. После продолжительных совещаний, поступления

большого количества предложений включения тех или иных тем и жёсткой их фильтрации, было решено наполнить курс следующими темами:

- информация и формы представления (формализация и структурирование информации, представление и обработка текстовой, графической, табличной информации, офисные приложения, правила оформления студенческих работ, аппаратные и программные средства реализации информационных процессов, двоичная арифметика и логика);

- цифровые технологии (классификация Интернет-технологий, защита информации, облачные сервисы, информационный поиск, цифровые производственные технологии);

- цифровые образовательные технологии (электронная информационно-образовательная среда, воспринимаемость информации в цифровой среде);

- основы алгоритмизации и цифрового моделирования (структурирование данных, алгоритмы и их свойства, планирование и обработка результатов эксперимента, программные среды и виды цифрового моделирования, основы программирования).

Планируется запуск онлайн-курса с аудиторными занятиями в виде лекций и практики, однако рассмотреть такое количество тем глубже, чем просто обозрение, представляется сложным в рамках двух зачётных единиц. Кроме курса «Цифровая грамотность», который станет ядром обучения цифровым технологиям, в учебные планы, замещая привычную дисциплину «Информатика», включены ещё три курса:

- «Цифровой практикум», содержащий практически аудиторные занятия и самостоятельную работу (без лекций);

- «Цифровая культура», концепция которого сейчас прорабатывается;

- «Технологии цифровой промышленности», уже реализующийся в виде универсального онлайн-курса.

Распределение работы студентов первого курса по «цифровому семейству» дисциплин представлено в таблице 1.

Таблица 1. Распределение базовых цифровых дисциплин на первом курсе

Семестр	Дисциплина	Вид занятий	
		Лекции	Практика
Первый	Входное тестирование по информатике	В форме онлайн-курса	
	Базовая информатика, 2 з.е. (для прошедших тестирование отрицательно)	Полностью онлайн-курс (факультатив)	
	Цифровая грамотность (универсальный онлайн-курс), 2 з.е.	8 ч. очно + 8 ч. эл.	16 ч. очно
	Цифровой практикум, 2 з.е.	Нет	30 ч. очно
Второй	Цифровая культура, 2 з.е.	2 ч. очно	16 ч. очно
	Технологии цифровой промышленности (универсальный онлайн-курс), 2 з.е.	2 ч. очно+14 ч. эл.	16 ч. эл.

Унификация дисциплины «Цифровой практикум» не предполагается, сюда будет целесообразно перенести часть практической нагрузки с курса «Цифровая грамотность» из-за дефицита времени, возможно, развивая её. Сюда же институты смогут включить практические темы, отвечающие их специфике и не вошедшие в ядро подготовки, например, знакомство с математическими пакетами, САПР и другие. Для контента, содержащего теоретическую часть наряду с практической, так же не вошедшего в базовую часть подготовки, предполагается использование курса «Цифровая культура».

Указанные в таблице 1 дисциплины, которые будут являться базовыми в университете в обучении цифровым технологиям и изучаться на первом курсе, не исчерпывают весь спектр курсов, затрагивающих эту область. В зависимости от специфики направлений подготовки, институты включают в учебные планы другие дисциплины, опирающиеся на базовые и формирующие общепрофессиональные компетенции. В частности, в ИММиТ на большинстве направлений бакалавриата в рамках модуля базовой подготовки студенты изучают ещё ряд дисциплин, непосредственно связанных с темой статьи:

- инженерная графика (первый курс);
- вычислительная математика (второй курс);
- системы автоматизированного проектирования (второй курс);
- вычислительная механика (третий курс).

Практическая часть этих дисциплин также проходит в компьютерных классах с использованием прикладного программного обеспечения для цифрового моделирования, математических, прочностных расчётов и т.д. На старших курсах использование тех или иных программных продуктов обусловлено специализацией и универсальным не является.

Важным является построить правильную последовательность расположения дисциплин на образовательной траектории путём логической связи ранее изучаемых дисциплин, как базовых, с последующими дисциплинами, дополняющими и углубляющими полученные ранее знания и умения. Пример такого междисциплинарного взаимодействия подробно описан в работах [6] и [7] в рамках дисциплин «Вычислительная математика» и «САПР в машиностроении», изучаемых студентами второго курса Высшей школы машиностроения ИММиТ. Математический аппарат метода конечных элементов (МКЭ), находит своё приложение в виде выполнения прочностного анализа детали, с предшествующим трёхмерным цифровым моделированием. В свою очередь, реализация МКЭ в рамках вычислительной математики рассмотрена на примерах математических пакетов с применением программирования, изученных ранее на первом курсе. Перемена местами хотя бы пары из этих компонентов приведёт к снижению скорости

продвижения студента по образовательной траектории и эффективности учебного процесса.

В рамках рассмотренной выстраиваемой линейки «цифровых дисциплин» нельзя не коснуться и дистанционных технологий обучения. Как показано они используются и здесь, но не являются уникальными. Дистанционные технологии обучения имеют много скептиков – ничто не заменит живого общения педагога и ученика, спорить трудно. Осуществлять эффективный контроль аттестационных мероприятий, особенно письменных, очень сложно. Но вспомним, какая была растерянность весной 2020 года, когда из-за пандемии COVID 19 [5] образовательные учреждения ушли на удалённое обучение. Именно цифровые технологии, в частности дистанционные, спасли ситуацию, и учебный процесс удалось продолжить, пусть и не без проблем. Они же помогут в случае болезни студента или преподавателя при наличии параллельного очным занятиям онлайн-курса. Здесь же студент, забыв, может в любое время узнать варианты задания по работам, посмотреть текущую успеваемость по предмету.

Бесспорно преимущество дистанционных технологий в случае необходимости прослушать курс, не входящий в учебный план, как в случае базовой информатики, такая необходимость возможна и после окончания ВУЗа. Здесь будет полезным сохранение университетом доступа своим выпускникам к дистанционным курсам, которые со временем изменяются, и к электронному библиотечному комплексу.

Заключение

Обучение цифровым технологиям идёт весь период обучения в университете: от базовых дисциплин, рассмотренных в данной статье и формирующих общекультурные и общепрофессиональные компетенции, до специальных курсов. Не заканчивается оно и после студенчества. Широко известна фраза: в первую очередь нужно научить учиться; заложить фундамент в течение учебного процесса, особенно это актуально для базовых дисциплин. Так, например, при изучении численных методов главным является их существо, а цифровую реализацию лучше продемонстрировать на нескольких универсальных программах; при изучении основ программирования не следует вдаваться в тонкости отдельного языка, а показать их подчинённость общим технологиям программирования; при теоретическом изучении основ САПР не привязываться к конкретному пакету, а изложить принципы формообразования при цифровом моделировании. Знание общих технологий и принципов поможет построить эффективный алгоритм для самостоятельного получения новых знаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] 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. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – с. 47-50.
- [2] Маркина Т. В., Никитина Т. А. К вопросу формирования графической культуры студента технического ВУЗа. // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Международной научно-практической конференции. 29-30 мая 2018. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – с. 48-62.
- [3] Афанасьева И. Б., Матвеев И. А., Меркулова О. В. Педагогические условия для управления процессом обучения. // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Международной научно-практической конференции. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – с. 16-30.
- [4] Ситкин Д. С. Состояние подготовки студентов-механиков по дисциплине «Информатика». // Инновационные технологии, подходы и методики подготовки студентов-механиков по общепрофессиональным и специальным дисциплинам: сборник материалов научно-методической конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – с. 46-49.
- [5] Лагунова М. В., Иванова Л. А., Ежова Н. В. Организация удалённого обучения высшей математике. Проблемы и решения. // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Международной научно-практической конференции. 25 июня 2020. – СПб: Изд-во Политех-Пресс, 2020. – с. 21-33.
- [6] Солодилова Н. А. Новые технологии проектирования в рамках дисциплины «САПР в машиностроении». // Системный анализ в проектировании и управлении: сборник научных трудов XXIII Международной научно-практической конференции. Ч. 3. – СПб: Изд-во Политех-Пресс, 2019. – с. 391-397.
- [7] Солодилова Н. А., Петраш В. И. Технологии цифрового моделирования в базовом модуле подготовки бакалавров в области машиностроения. // Системный анализ в проектировании и управлении: сборник научных трудов XXIV Международной научно-практической конференции. Ч. 3. – СПб: Изд-во Политех-Пресс, 2020. – с. 350-357.
- [8] Рудской А. И., Боровков А. И., Романов П. И., Колосова О. В. Общепрофессиональные компетенции современного российского инженера. // Высшее образование в России. 2018. № 2 (220). с. 5-18.

- [9] Montuschi, P., Lamberti, F., Gatteschi, V., Demartini, C. A semantic recommender system for adaptive learning. // IT Prof. 2015. Vol. 17. No. 5. pp. 50-58.
- [10] Rani, M., Nayak, R., Vyas, O. P. An ontology-based adaptive personalized e-learning system, assisted by software agents on cloud storage. // Knowledge-Based Syst. 2015. Vol. 90. pp. 33-48.
- [11] Rentzos, L., Mavrikios D., Chryssolouris, G. A two-way knowledge interaction in manufacturing education: the teaching factory. Procedia CIRP, 2015. Vol. 32. pp. 31-35.
- [12] Makio-Marusik, M., Colombo, A. W, Makio, J., Pechman, A. Concept and case study for teaching and learning industrial digitalization. // Procedia Manufacturing. 2019. Vol. 31. pp. 97-102.
- [13] Naidu, S. The MOOC is dead – long live MOOC 2.0! // Distance Education. Vol. 4. 2020 – Issue 1, pp. 1-5.
- [14] Moorhouse, B. L. Adaptions to a face-to-fase initial teacher education course ‘forced’ online due to the COVID 19 pandemic. //Journal of Education for Teaching, 2020.
- [15] Gorshkova, O. O. Individualized research training of engineering students. // International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 2018. Vol. 9. No. 12. pp. 71-82.

D. S. Sitkin

NEW SOLUTIONS IN DIGITAL TECHNOLOGIES LEARNING

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper deals with the organization of teaching digital technologies at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. The new decisions of the university administration are described, and the analysis of their implementation is given. The technologies of teaching basic disciplines in the digital field, implemented at the Institute of Mechanical Engineering, Materials and Transport in junior courses, are presented. The advantages and disadvantages of implementing distance learning, which partially replaces face-to-face classes, are discussed. The problem of filling the content of "digital disciplines" and the lack of time is considered.

Key words: informatics, digital technologies, distance learning, unification of teaching, testing.

REFERENCES

- [1] Kozlikn, D. P., Radkevich M. M. Features of the preparation of bachelors according to the new federal state educational standard. // Modern mechanical engineering. Science and education: materials of the International scientific and practical conference. June 14-15, 2011. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2011. – pp. 47-50. (rus.)
- [2] Markova, T. V., Nikitina T. A. On the question of graphical culture formation of a technical university student. // Modern mechanical engineering. Science and education: materials of the International scientific and practical conference. May 29-30, 2018. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2018. – pp. 48-62. (rus.)
- [3] Afanasyeva, I. B., Matveev, I. A., Merkulova, O. V. Pedagogical conditions for managing the learning process. // Modern mechanical engineering. Science and education: materials of the International scientific and practical conference. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2017. – pp. 16-30. (rus.)
- [4] Sitkin, D. S. The level of training of mechanical engineering students in informatics. // Innovative technologies, approaches and methods of training of mechanical engineering students in general professional and special disciplines: materials of the scientific and methodological conference. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2010. – pp. 46-49. (rus.)
- [5] Lagunova, M. V., Ivanova, L. A., Ezhova, N. V. Organization of remote education for higher mathematics. Challenges and solutions. // Modern mechanical engineering. Science and education: materials of the International scientific and practical conference. June 25, 2020. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2020. – pp. 21-33. (rus.)
- [6] Solodilova, N. A. New design technologies within the discipline “CAD in mechanical engineering”. // System analysis in design and management: collection of scientific papers of the 13th International scientific and practical conference. Part 3. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2019. – pp. 391-397. (rus.)
- [7] Solodilova, N. A., Petrash, V. I. Digital modeling technologies in the basic module bachelor’s degree in mechanical engineering. // System analysis in design and management: collection of scientific papers of the 14th International scientific and educational-practical conference. Part 3. – SPb: Publishing house of Polytechnic. University, 2020. – pp. 350-357. (rus.)
- [8] Rudskoy, A. I., Borovkov, A. I., Romanov, P. I., Kolosova, O. V. General professional competence of a modern Russian engineer. // Higher education in Russia. 2018. no. 2 (220). Pp. 5-18. (rus.)

- [9] Montuschi P., Lamberti, F., Gatteschi, V., Demartini, C. A semantic recommender system for adaptive learning. // IT Prof. 2015. Vol. 17. No. 5. pp. 50-58.
- [10] Rani, M., Nayak, R., Vyas, O. P. An ontology-based adaptive personalized e-learning system, assisted by software agents on cloud storage. // Knowledge-Based Syst. 2015/ Vol. 90. pp. 33-48.
- [11] Rentzos, L., Mavrikios D., Chryssolouris, G. A two-way knowledge interaction in manufacturing education: the teaching factory. Procedia CIRP, 2015. Vol. 32. pp. 31-35.
- [12] Makio-Marusik, M., Colombo, A. W, Makio, J., Pechman, A. Concept and case study for teaching and learning industrial digitalization. // Procedia Manufacturing. 2019. Vol. 31. pp. 97-102.
- [13] Naidu, S. The MOOC is dead – long live MOOC 2.0! // Distance education. Vol. 4. 2020 – Issue 1, pp. 1-5.
- [14] Moorhouse, B. L. Adaptions to a face-to-fase initial teacher education course ‘forced’ online due to the COVID 19 pandemic. //Journal of Education for Teaching, 2020.
- [15] Gorshkova, O. O. Individualized research training of engineering students. // International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 2018. Vol. 9. No. 12. pp. 71-82.

УДК 621.01

Н.А.Солодилова¹, В.И.Петраш²

РОЛЬ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ (САХ) В ФОРМИРОВАНИИ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ СТУДЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ



¹Наталья Алексеевна Солодилова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)265-9655, E-mail: solodna@spbstu.ru



²Виктор Иванович Петраш,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)653-3793, E-mail: petrash_vi@spbstu.ru

Аннотация

Использование технологий цифрового моделирования и проектирования является сегодня обязательным условием для выпуска новой конкурентоспособной продукции в машиностроительной отрасли и критически важным компонентом в современном процессе инженерного проектирования. Отрасль остро нуждается в современных специалистах, обладающих соответствующими инженерными компетенциями в области владения САХ-технологиями и отвечающих быстро изменяющимся требованиям профессионального рынка.

В статье обосновывается необходимость изучения технологии анализа проектируемого объекта методом конечных элементов базовой подготовке инженера-машиностроителя. Знакомство с технологией показано на примере дисциплин «Вычислительная математика» и «САПР в машиностроении».

Ключевые слова: метод конечных элементов, САПР, цифровое моделирование, конечно-элементный анализ, прочностной анализ.

Введение

При разработке нового и совершенствовании существующего оборудования важную роль играет процесс проектирования, при котором создаются новые инженерные решения. Одним из ключевых компонентов проектирования является цифровое моделирование, позволяющее находить оптимальные инженерные решения с помощью использования таких средств, как параметрическое моделирование и инженерный анализ. Основным преимуществом проектирования с использованием систем САХ является значительное сокращение времени разработки проекта.

На ведущих производственных предприятиях в настоящее время широко используются различные способы моделирования – от физических процессов и отдельных сборочных единиц до технологических процессов и производства в целом [3, 4, 17, 20].

Все это накладывает особые требования к качеству подготовки и компетенциям будущих инженеров машиностроительных специальностей.

Постановка задачи

Навыки владения инструментами автоматизации проектирования (САХ-системами), такими как CAD, CAE, CAM, PLM, являются основополагающими для успешной профессиональной деятельности современного инженера [1, 2, 13, 15]. Как показывает опыт преподавания, начинать освоение технологий автоматизированного проектирования (САПР) лучше на примере систем среднего уровня. В результате анализа таких требований, как наличие базового функционала, достаточного для решения большинства производственных задач, широкое использование на предприятиях, в том числе, в связи с реализацией программы импортозамещения, эффективное сотрудничество вендора программного комплекса с учебным заведением был сделан выбор в пользу отечественной САПР КОМПАС-3D [6, 8, 9, 11, 12].

Образовательные стандарты высшего образования СПбПУ по направлениям подготовки бакалавров 15.03.01 «Машиностроение» и 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», среди прочих, устанавливают общепрофессиональные компетенции:

- Способен использовать современные информационные технологии, прикладные программные средства при решении задач профессиональной деятельности.
- Способен выполнять работы по моделированию продукции и объектов машиностроительных производств с использованием стандартных пакетов и средств автоматизированного

проектирования, применять алгоритмическое и программное обеспечение средств и систем машиностроительных производств.

- Расчет и проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций в соответствии с техническими заданиями и использованием стандартных средств автоматизации проектирования.

На стадии проектирования деталей и узлов машиностроительных конструкций важное место занимают различные прочностные и тепловые расчеты для определения возникающих в них напряжений и деформаций. Анализ напряжений и деформаций позволяет сделать вывод об их работоспособности и надежности.

Для проведения такого вида расчетов при инженерном анализе в системах автоматизации проектирования широкое применение получил метод конечных элементов (МКЭ) [13, 14, 17, 18].

Различные варианты МКЭ используются для эффективного решения различных инженерных задач в системах инженерного анализа (CAE): прочностных расчётов, анализа аэро-, гидро-, термодинамических процессов, расчётов и симуляции процессов литья, штамповки и т. д.

В связи с этим при подготовке специалистов в области машиностроения с указанными выше компетенциями, важным и необходимым является получение ими теоретических знаний и практических навыков использования МКЭ для расчета деформаций и напряжений в деталях и узлах машиностроительных конструкций [13, 15, 16]. Знакомство студентов с МКЭ лучше начинать на младших курсах до начала изучения ими специальных дисциплин.

Поэтому целесообразно знакомство студентов с МКЭ начинать в весеннем семестре второго курса в рамках дисциплин «Вычислительная математика» и «САПР в машиностроении». Студенты знакомятся с используемой в МКЭ терминологией, получают практические навыки его применения, что в дальнейшем будет использовано на старших курсах при изучении специальных дисциплин.

Результаты

Знакомство с МКЭ в рамках дисциплины «Вычислительная математика»

В дисциплине «Вычислительная математика» на лекциях и лабораторных работах знакомство с МКЭ производится при рассмотрении численных методов решения дифференциальных уравнений в частных производных (задач математической физики). В лабораторной работе по этой теме студенты рассматривают решение задачи Дирихле для

эллиптического уравнения Лапласа в прямоугольной области с заданными краевыми условиями двумя методами: методом конечных разностей (в Mathcad) и методом конечных элементов (в MATLAB) [10].

Решение уравнения Лапласа ищется в квадратной области:

$$D = \left\{ (x, y) / 0 \leq x \leq 1, 0 \leq y \leq 1 \right\}$$

с краевыми условиями:

$$\begin{cases} u(0, y) = \psi_1(y) = y^2 \\ u(1, y) = \psi_2(y) = \cos(y) + y(3 - \cos 1) \\ u(x, 0) = \psi_3(x) = x^3 \\ u(x, 1) = \psi_4(x) = 1 + 2x \end{cases}$$

При этом в Mathcad с помощью метода конечных разностей задача сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений. Результатом решения является поверхность (рис. 1).

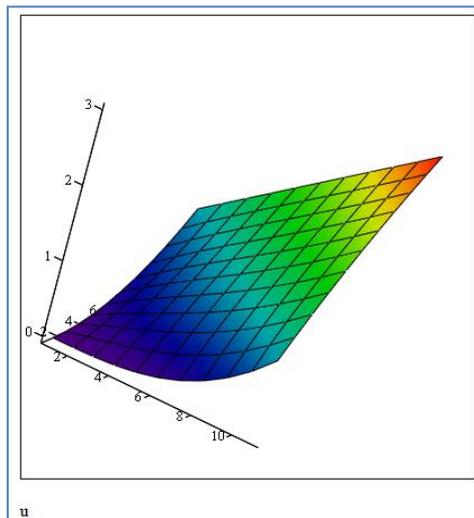


Рис. 1. Решение задачи Дирихле методом конечных разностей

В MATLAB решение уравнения Лапласа производится с помощью приложения **pdetool**.

С помощью этого приложения используя МКЭ можно решать плоские задачи математической физики, описываемые уравнениями эллиптического, параболического и гиперболического типов при краевых условиях Дирихле (первая краевая задача) или Неймана (вторая краевая задача).

В построенной области решения задачи с помощью команды генерируется конечно-элементная сетка (рис. 2). В случае необходимости она может быть изменена путем увеличения числа конечных элементов. При необходимости можно показать номера конечных элементов и узлов сетки.

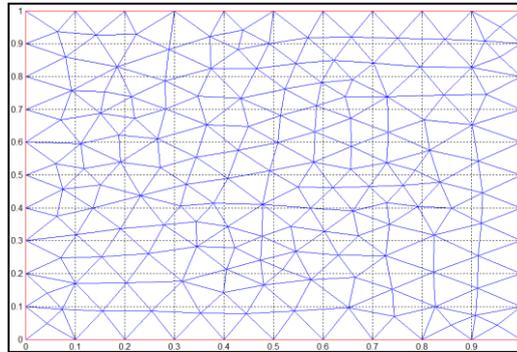


Рис. 2. Конечно-элементная сетка

Результатом решения является поверхность (рис. 3).

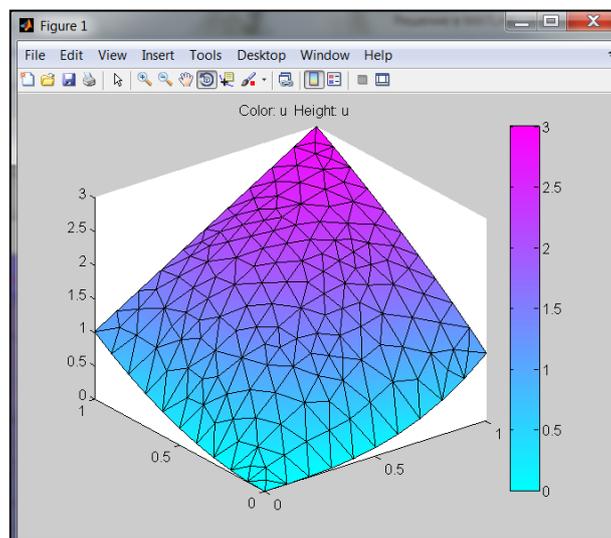


Рис. 3. Решение задачи Дирихле методом конечных элементов

В результате выполнения лабораторной работы студенты убеждаются в одинаковости полученных результатов при решении разными методами.

На лекциях знакомятся с используемой терминологией, общими принципами МКЭ и особенностями его использования. Подробно показывается его реализация в MATLAB с помощью приложения **pdetool**.

Показывается преимущество МКЭ перед методом конечных разностей, особенно в случае, когда исследуемый объект или область не являются прямоугольными, а имеют сложную форму.

Использование МКЭ для проведения прочностного анализа

Далее студенты встречаются с МКЭ в курсе «САПР в машиностроении».

Изучение курса начинается с освоения основных формообразующих операций, таких как элемент выдавливания/вырезать выдавливанием, элемент вращения/вырезать вращением, элемент по траектории/вырезать по траектории, элемент по сечениям/вырезать по сечениям, а также операций редактирования элементов тела: построения скругления и фаски, оболочки, ребра жесткости, уклона и т.д.

Отдельные работы затрагивают построение разнообразных массивов элементов и моделирование деталей, получаемых из листового материала с помощью гибки, включая автоматизированное получение разверток на базе построенного листового тела.

При моделировании сборок обучающиеся знакомятся с двумя подходами, соответствующими способам добавления компонентов в сборку – «снизу вверх», при котором в сборку добавляются уже готовые компоненты, построенные независимо друг от друга, и «сверху вниз», когда компоненты создаются в контексте сборки, используя геометрию существующего окружения.

Используя модели, полученные при построении сборочных единиц, студенты создают ассоциативные чертежи и спецификацию, связанную с моделями и чертежами [5, 7].

Полученные базовые навыки работы в САПР КОМПАС-3D позволяют приступить к выполнению прочностного анализа методом конечных элементов, основные теоретические положения которого изучены в курсе «Вычислительной математики». Здесь следует отметить, что учебные планы и рабочие программы дисциплин сформированы таким образом, что изучение МКЭ в курсе «Вычислительной математики» и его применение в курсе «САПР в машиностроении» происходит в одном семестре, и следуют, практически, один за другим, что благоприятно сказывается на восприятии материала.

Прочностной анализ выполняется в системе АРМ FEM, являющейся приложением САПР КОМПАС-3D. Студенты выполняют прочностной анализ детали или сборочной единицы, модель которой построена в одном из предыдущих заданий.

АРМ FEM является программным продуктом, относящемуся к классу систем инженерного анализа CAE и позволяет выполнять экспресс-расчёты твердотельных объектов и визуализировать результаты этих

расчётов. Приложение работает в едином интерфейсе КОМПАС-3D, что позволяет значительно упростить для студентов первое знакомство с системами этого класса. В едином окне можно осуществлять и 3D моделирование, и подготовку к расчёту модели, и визуализацию расчётов. Обладая единым геометрическим ядром, системы позволяют использовать один формат файлов, избегая ошибок при передаче файлов через сторонние форматы.

Инструменты АРМ FEM позволяют подготовить детали и сборки к расчёту, задать необходимые условия нагружения и сгенерировать конечно-элементную сетку с постоянным или переменным шагом. Могут выполнены следующие виды расчётов:

- статический расчет напряженно-деформированного состояния;
- расчёт статической прочности сборок;
- расчёт устойчивости;
- расчёт термоупругости;
- расчёт стационарной теплопроводности;
- расчет собственных частот и форм колебаний.

Первым этапом выполнения прочностного анализа является подготовка модели к расчёту. Студенты задают требуемые закрепления и нагрузки (рис. 4). Возможно задание восьми видов нагрузки: давление, угловое ускорение, распределённый момент, распределённая сила, удельная сила по длине, температура, линейное ускорение, удельная сила по площади, гидростатическое давление, подшипниковая нагрузка.

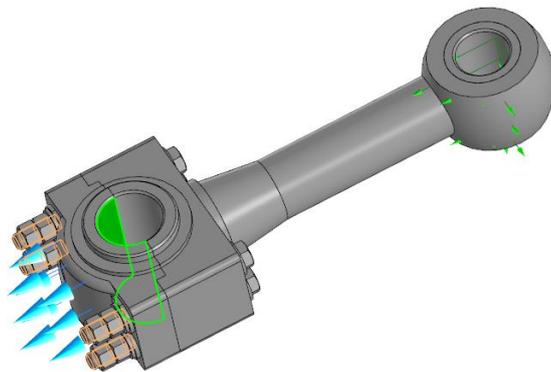


Рис. 4. Задание закреплений и приложение нагрузки

Далее производится генерация конечно-элементной сетки. Правильный выбор параметров сетки (типа конечного элемента, максимальной длины стороны элемента, максимального коэффициента сгущения на поверхности и коэффициента разрежения в объёме) определяет достоверность производимых далее расчётов. Визуально проконтролировать качество конечно-элементного разбиения и, при необходимости, откорректировать параметры сетки, помогут знания,

приобретённые в курсе «Вычислительная математика». Результат выполнения этого этапа иллюстрирует рис. 5.

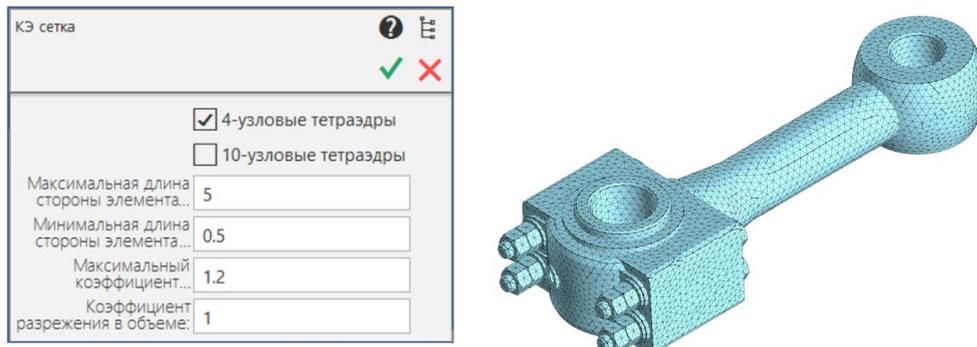


Рис. 5. Пример сгенерированной сетки

На следующем этапе выбираются необходимые виды расчёта из перечня, приведённого выше, и настраиваются параметры расчёта, такие как выбор метода решения конкретной задачи, точность решения, максимальное количество итераций и выполняется, непосредственно, расчёт.

Результаты расчётов отображаются в виде карт и информационных окон. В них, в зависимости от произведенных расчётов и выбора настроек параметров вывода, отображаются:

- распределение напряжений, перемещений, деформаций, внутренних усилий;
- значение коэффициента запаса устойчивости и формы потери устойчивости;
- распределение коэффициентов запаса и числа циклов по критерию усталостной прочности, коэффициентов запаса по критериям текучести и прочности;
- распределение температурных полей и термонапряжений;
- координаты центра тяжести, вес, моменты инерции модели;
- суммарные реакции, приведенные к центру тяжести модели.

Примеры результатов расчётов, получаемых студентами, представлены на рис. 6–8. Результаты расчёта могут быть сохранены в файл отчёта в формате html или xml.

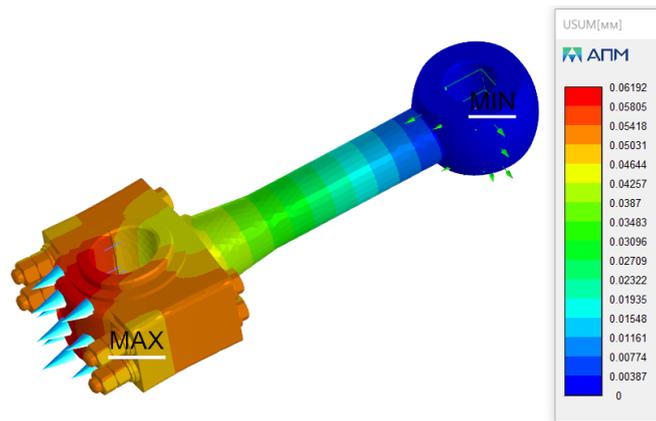


Рис. 6. Карта перемещений

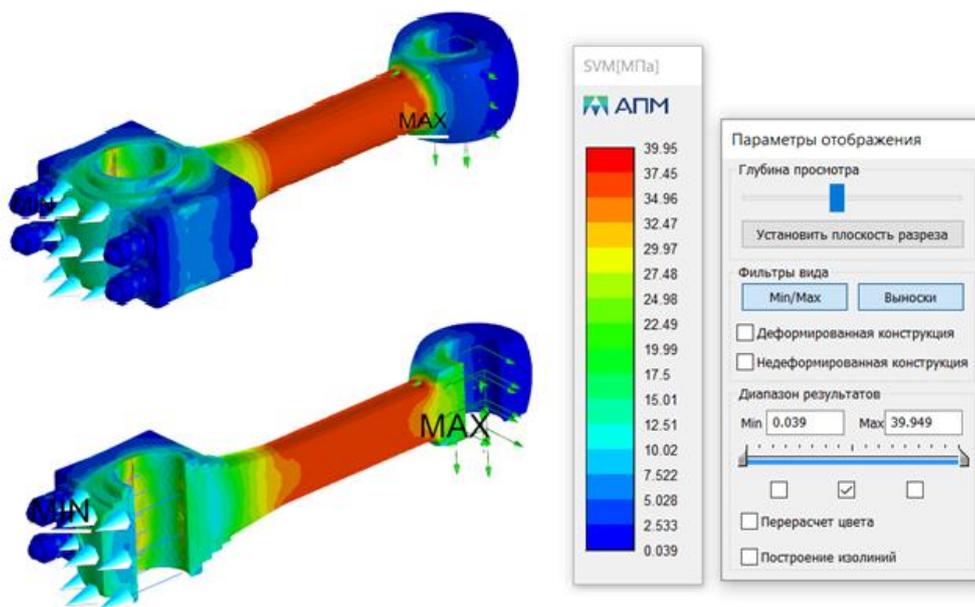


Рис. 7. Карта напряжений с демонстрацией возможности изменения глубины просмотра

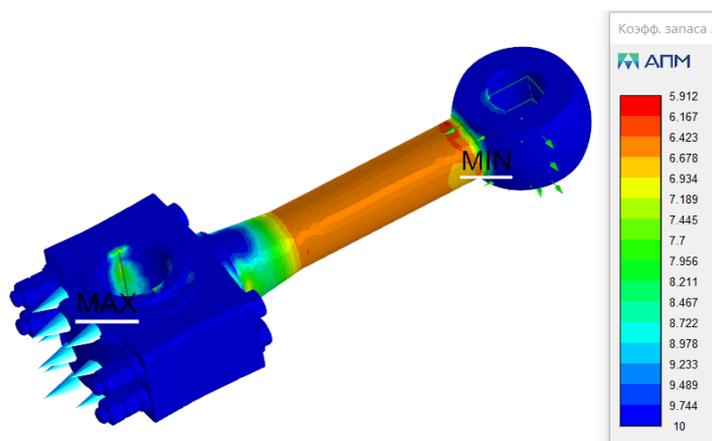


Рис. 8. Коэффициент запаса по пределу текучести

В результате выполнения практического задания студенты приобретают навыки проведения предварительного прочностного анализа проектируемой модели.

Заключение

На сегодняшний день обучение системам и инженерным приложениям САх стало неотъемлемой частью процесса формирования компетенций инженеров для машиностроительной отрасли.

Студенты второго курса бакалавриата машиностроительных профилей в рамках дисциплин «Вычислительная математика» и «САПР в машиностроении» получают навыки трёхмерного моделирования и знакомятся с прочностным анализом.

Полученные теоретические сведения и практические навыки позволят студентам на старших курсах использовать МКЭ в рамках дисциплин «Вычислительная механика», «Введение в технологии виртуального инжиниринга», «Автоматизация технологической подготовки производства», «Основы технологии машиностроения» и в выпускных квалификационных работах.

Все вышеизложенное позволяет построить в Высшей школе машиностроения стройную систему последовательного изучения использования МКЭ при подготовке специалистов в области машиностроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Абрамян К.В., Помпеев К.П., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И. Применение систем моделирования при формировании инженерных компетенций в области цифрового производства // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 8-й 52 Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2019.
- [2] Абышев О. А., Яблочников Е. И., Мэкио Ю. Инжиниринг индустриальных киберфизических систем: образовательный аспект// Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2020 –С. 3-20.
- [3] Биленко П. Н., Лысенко С. Л. Ключевые системы и компоненты цифрового производственного предприятия // Доклад «Цифровое производство: методы, экосистемы, технологии». – 2018. – С. 16–23. – <URL http://assets.fea.ru/uploads/fea/news/2018/04_april/12/cifrovoe-proizvodstvo-032018.pdf> (дата обращения 20.04.2021).

- [4] Боровков, А.И. Новая парадигма цифрового проектирования и моделирования глобально конкурентоспособной продукции нового поколения / А.И. Боровков, В.М. Марусева, Ю.А. Рябов // Доклад «Цифровое производство: методы, экосистемы, технологии». – 2018. – С. 24–43. – URL http://assets.fea.ru/uploads/fea/news/2018/04_april/12/cifrovoe-proizvodstvo-032018.pdf (дата обращения 20.04.2021)
- [5] Бортяков Д.Е. Основы проектной деятельности. Системы автоматизированного проектирования машин и оборудования: учебное пособие / Д.Е. Бортяков, С.В. Мещеряков, Н.А. Солодилова; под ред. С.В. Мещерякова. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 152 с.
- [6] Кочергин В. С., Привалов Э. Н. Современные методики преподавания САПР в высших учебных заведениях машиностроительного профиля // Образование. Наука. Карьера. Сборник научных статей Международной научно-методической конференции. 2018. Закрытое акционерное общество "Университетская книга" (Курск) С.228–232
- [7] Мещеряков С. В. Автоматизация машиностроительного проектирования в САПР КОМПАС-3D. Ч. 1. Создание трехмерных моделей деталей: учеб. пособие / С. В. Мещеряков, Н. А. Солодилова. – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. – 169 с.
- [8] Надеин В.В., Кувырталова М.А. Педагогические условия реализации инновационных технологий при изучении студентами вуза – будущими инженерами графических дисциплин // Университет XXI века: научное измерение. Материалы научной конференции научно-педагогических работников, аспирантов, магистрантов ТГПУ им. Л. Н. Толстого. 2019. С. 87–92.
- [9] Нигметзянова В.М. Методологические основы преподавания дисциплины САПР на примере системы UNIGRAPHICS NX // Актуальные проблемы инновационного педагогического образования. 2018. № 3 (6). С. 18-21.
- [10] Петраш В. И. Вычислительная система MATLAB. Учебное пособие. – Санкт-Петербург, 2020 – Свободный доступ из сети Интернет (чтение) <URL:<http://elib.spbstu.ru/dl/2/s20-5.pdf>> (дата обращения 15.04.2021) **8**
- [11] Солодилова Н. А. Новые технологии проектирования в рамках дисциплины «САПР в машиностроении» // Системный анализ в проектировании и управлении: Сборник научных трудов XXIII Междунар. науч.-практич. конф. Ч. 3. – СПб.: Изд-во Политех-Пресс, 2019. – С. 391–397.
- [12] Янченко В.С. Импортзамещение САПР, опыт преподавания графических сред NANOCAD, КОМПАС // Современные проблемы

- высшего профессионального образования материалы научно-методической конференции. 2015. С. 84–86.
- [13] Berselli, G., Bilancia, P., Luzi, L. Project-based learning of advanced CAD/CAE tools in engineering education/ *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*/Volume 14, Issue 3, 1 September 2020, pp. 1071-1083.
- [14] Boussuge, F., Tierney, C.M., Robinson, T.T., Armstrong, C.G., Nolan, D.C., Vilmart, H., Léon, J.-C., Ulliana, F. Capturing simulation intent in an ontology: CAD and CAE integration application. *Journal of Engineering Design*, 2 December 2019, 30(10-12), pp. 688-725.
- [15] Eppes, T.A, Milanovic, I., Jamshidi, R., Shetty, D. Engineering Curriculum in Support of Industry 4.0. *International Journal of Online and Biomedical Engineering*, 2021 Vol 17, Issue 01, pp 4-16.
- [16] Guo, Y.; Yang, L.; Chen, X.; Yang, L. An Engineering-Problem-Based Short Experiment Project on Finite Element Method for Undergraduate Students. *Educ. Sci.* **2020**, *10*, 45. <https://doi.org/10.3390/educsci10020045>
- [17] Mourtzis, D., Papakostas, N., Mavrikios, D., Makris, S., Alexopoulos, K. The role of simulation in digital manufacturing: applications and outlook. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 2 January 2015, 28(1), pp. 3-24.
- [18] Pan, Z., Wang, X., Teng, R., Cao, X. Computer-aided design-while-engineering technology in top-down modeling of mechanical product. *Computers in Industry*, 2016, Vol. 75, pp. 151-161.
- [19] Pandilov, Z., Naumov, A. Benefits of application of cad/cam systems in metal processing companies. *Acta Technica Corviniensis - Bulletin of Engineering*. Apr-Jun2017, Vol. 10 Issue 2, pp. 45-53.
- [20] Yang, F., Gu, S. Industry 4.0, a revolution that requires technology and national strategies. *Complex & Intelligent Systems*. (2021). <https://doi.org/10.1007/s40747-020-00267-9>

N. A. Solodilova, V. I. Petrash

**THE ROLE OF COMPUTER TECHNOLOGY (CA_x) IN THE
FORMATION OF PROFESSIONAL COMPETENCIES OF STUDENTS
OF MECHANICAL ENGINEERING SPECIALTIES**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The use of digital modeling and design technologies is now a prerequisite for the production of new competitive products in the engineering industry and a critical component in the modern engineering design process. The industry is in dire need of modern specialists who have the appropriate engineering competencies in the field of CAx technologies and meet the rapidly changing requirements of the professional market.

The article substantiates the need to study the technology of analysis of the designed object by the finite element method in the basic training of a mechanical engineer. Familiarity with the technology is shown by the example of the disciplines "Computational Mathematics" and "CAD in mechanical engineering".

Key words: finite element method, CAD, digital modeling, finite element analysis, strength analysis

REFERENCES

- [1] Abramyan, K.V., Pompeev, K.P., Timofeeva, O.S., Yablochnikov, E.I. Practical application of modeling systems for forming engineering competences in the field of digital production // Modern machine building. Science and Education: materials of the 8-th International Scientific and 54 Practical Conference. Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. – SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2019.
- [2] Abyshev, O.A. Yablochnikov, E.I. Mäkiö J. Industrial cyber-physical systems engineering: the education aspect // Modern engineering. Science and education: materials of the International scientific-practical conference. - SPb.: Publishing house of the Polytechnic University, 2020. – pp.3-20.
- [3] Bilenko, P. N., Lysenko, S. L. Key systems and components of a digital manufacturing enterprise // Report "Digital production: methods, ecosystems, technologies". – 2018. – pp. 16–23. – <URL http://assets.fea.ru/uploads/fea/news/2018/04_april/12/cifrovoe-proizvodstvo-032018.pdf> (accessed 20.04.2021).
- [4] Borovkov, A. I. A new paradigm of digital design and modeling of globally competitive products of a new generation / A. I. Borovkov, V. M. Maruseva, Yu. A. Ryabov // Report "Digital production: methods, ecosystems, technologies". – 2018. – pp. 24–43. – <URL http://assets.fea.ru/uploads/fea/news/2018/04_april/12/cifrovoe-proizvodstvo-032018.pdf> (accessed 20.04.2021).
- [5] Bortyakov, D. E. Fundamentals of project activity. Systems of computer-aided design of machines and equipment: a textbook / D. E. Bortyakov, S. V. Meshcheryakov, N. A. Solodilova; ed. by S. V. Meshcheryakov – 3rd

- ed., reprint. and add. - St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University, 2017 – 152 p.
- [6] Kochergin, V. S., Privalov, E. N. Modern methods of teaching CAD in higher educational institutions of machine-building profile. The science. Career. Collection of scientific articles of the International Scientific and Methodological Conference. 2018. "University Book" (Kursk) pp. 228-232.
- [7] Meshcheryakov, S. V. Automation of machine-building design in CAD KOMPAS-3D. Part 1. Creation of three-dimensional models of parts: textbook. manual / S.V. Meshcheryakov, N.A. Solodilova – 3rd ed., reprint. and additional – St. Petersburg: Publishing House Polytech-Press, 2020 – 169 p.
- [8] Nadein, V.V., Kuvyrtalova, M.A. Pedagogical conditions for the implementation of innovative technologies in the study of graphic disciplines by university students – future engineers // University of the XXI century: scientific measurement /Materials of the scientific conference of scientific and pedagogical workers, postgraduates, undergraduates of Tolstoy State Pedagogical University. 2019. pp. 87-92.
- [9] Nigmatzyanova, V.M. Methodological foundations of teaching the CAD discipline on the example of the UNIGRAPHICS NX system // Actual problems of innovative pedagogical education. 2018. No. 3 (6). pp. 18-21.
- [10] Petrash, V.I. MATLAB computing system. Training manual. - Saint Petersburg, 2020-Free access from the Internet (read) <URL: [http: // elib.spbstu.ru/dl/2/s20-5. pdf](http://elib.spbstu.ru/dl/2/s20-5.pdf)> (accessed 15.04.2021)
- [11] Solodilova, N.A. New technologies of design within the framework of the discipline "CAD in mechanical engineering" // System analysis in design and management: Collection of scientific papers of the XXIII International Scientific and Practical Conference Part 3. - St. Petersburg: Publishing House Polytech-Press, 2019. - pp. 391-397.
- [12] Yanchenko, V.S. Import substitution of CAD, experience of teaching graphic environments NANOCAD, KOMPASS // Modern problems of higher professional education materials of the scientific and methodological conference. 2015. pp. 84-86.
- [13] Berselli, G., Bilancia, P., Luzi, L. Project-based learning of advanced CAD/CAE tools in engineering education/ International Journal on Interactive Design and Manufacturing/Volume 14, Issue 3, 1 September 2020, pp. 1071-1083.
- [14] Boussuge, F., Tierney, C.M., Robinson, T.T., Armstrong, C.G., Nolan, D.C., Vilmart, H., Léon, J.-C., Ulliana, F. Capturing simulation intent in an ontology: CAD and CAE integration application. Journal of Engineering Design, 2 December 2019, 30(10-12), pp. 688-725.

- [15] Eppes, T.A, Milanovic, I., Jamshidi, R., Shetty, D. Engineering Curriculum in Support of Industry 4.0. *International Journal of Online and Biomedical Engineering*, 2021 Vol 17, Issue 01, pp 4-16.
- [16] Guo, Y.; Yang, L.; Chen, X.; Yang, L. An Engineering-Problem-Based Short Experiment Project on Finite Element Method for Undergraduate Students. *Educ. Sci.* **2020**, *10*, <https://doi.org/10.3390/educsci10020045>
- [17] Mourtzis, D., Papakostas, N., Mavrikios, D., Makris, S., Alexopoulos, K. The role of simulation in digital manufacturing: applications and outlook. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 2 January 2015, 28(1), pp. 3-24.
- [18] Pan, Z., Wang, X., Teng, R., Cao, X. Computer-aided design-while-engineering technology in top-down modeling of mechanical product. *Computers in Industry*, 2016, Vol. 75, pp. 151-161.
- [19] Pandilov, Z., Naumov, A. Benefits of application of cad/cam systems in metal processing companies. *Acta Technica Corviniensis - Bulletin of Engineering*. Apr-Jun2017, Vol. 10 Issue 2, pp. 45-53.
- [20] Yang, F., Gu, S. Industry 4.0, a revolution that requires technology and national strategies. *Complex & Intelligent Systems*. (2021). <https://doi.org/10.1007/s40747-020-00267-9>

МЕХАНИКА МАШИН. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ

УДК 621.01

А.Н. Евграфов¹, В.А. Терешин²

ВЛИЯНИЕ МАССЫ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ НА ОБЛАСТЬ УСТОЙЧИВОСТИ



¹Александр Николаевич Евграфов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: alexevgrafov@mail.ru



²Валерий Алексеевич Терешин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-48-45, E-mail: terva@mail.ru.

Аннотация

Статья посвящена исследованию устойчивости электропривода с ПИД-регулятором [7]. В работе рассмотрено влияние момента инерции объекта управления на область устойчивости электропривода [2]. Привод задан линейной динамической характеристикой двигателя и моментом инерции ротора [9]. Передаточный механизм учтен как упруго-диссипативный элемент [12]. Исполнительный механизм полностью характеризуется постоянным приведенным моментом инерции [6]. Рассмотрены различные варианты каналов обратной связи, как с объекта управления, так и с ротора двигателя [1], [7]. В работе исследован широкий класс машин, в которых реализован принцип программного управления с обратными связями.

Ключевые слова: область устойчивости, система управления, ПИД-регулятор, динамика машин.

Введение

Хорошо настроенная система управления при одних параметрах машины может быть неудовлетворительной при других [17]. Покажем это

на примере жесткой модели механизма с учетом динамической характеристики двигателя при наличии ПИД-регулятора в цепи обратной связи. Запишем уравнение движения механизма.

$$J_r \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} = M_{er}, \quad (1)$$

где J_r – момент инерции механической части машины, приведенный к углу поворота входного вала исполнительного механизма φ_m ; t – время; M_{er} – движущий момент, приложенный к ротору двигателя как результат взаимодействия электромагнитных полей, приведенный к φ_m .

Связь движущего момента M_{er} со скоростью двигателя $\frac{d\varphi_m}{dt}$ и параметром управления u осуществляет динамическая характеристика двигателя, представимая в линейной форме

$$\tau \frac{dM_{er}}{dt} + M_{er} = -s_r \frac{d\varphi_m}{dt} + u, \quad (2)$$

где τ – собственная постоянная времени двигателя; s_r – крутизна статической (механической) характеристики двигателя, приведенная к φ_m ; $u = s_r \frac{d\varphi_{mis}}{dt}$; $\frac{d\varphi_{mis}}{dt}$ – приведенная к φ_m скорость холостого хода.

Постановка задачи и её решение

Сформируем параметр управления u как функцию динамической ошибки $\varphi_m - \varphi_{pr}$ сначала с помощью ПД-регулятора.

$$u = -k_p(\varphi_m - \varphi_{pr}) - k_d \frac{d(\varphi_m - \varphi_{pr})}{dt}, \quad (3)$$

где φ_{pr} – заданное программное движение механизма; k_p и k_d – коэффициенты обратной связи. Объединим уравнения (1), (2) и (3) в систему (4), введя обозначение оператора дифференцирования по времени $p = \frac{d}{dt}$.

$$\begin{cases} J_r p^2 \varphi_m = M_{er} \\ (\tau p + 1) M_{er} = -s_r p \varphi_m + u \\ u = -k_p (\varphi_m - \varphi_{pr}) - k_d p (\varphi_m - \varphi_{pr}) \end{cases} \quad (4)$$

Для нахождения области устойчивости составим характеристический полином системы дифференциальных уравнений (4).

$$\begin{vmatrix} J_r p^2 & -1 & 0 \\ s_r p & \tau p + 1 & -1 \\ k_d p + k_p & 0 & 1 \end{vmatrix} = J_r \tau p^3 + J_r p^2 + (s_r + k_d) p + k_p \quad (5)$$

Необходимым и достаточным условием устойчивости полинома (5) являются неравенства А. Стодолы

$$s_r + k_d > 0; \quad k_p > 0 \quad (6)$$

и положительность всех главных диагональных миноров Δ_i матрицы Гурвица G. В нашем случае

$$G = \begin{bmatrix} J_r & k_p & 0 \\ J_r \tau & s_r + k_d & 0 \\ 0 & J_r & k_p \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\Delta_2 = J_r (s_r + k_d) - J_r \tau k_p > 0 \quad (8)$$

Одновременное выполнение условий (6) и (8) сводится к системе двух неравенств

$$\begin{cases} k_p > 0 \\ k_d > \tau k_p - s_r \end{cases} \quad (9)$$

Область устойчивости рассмотренного жесткого механизма с ПД-регулятором показана на рис.1.

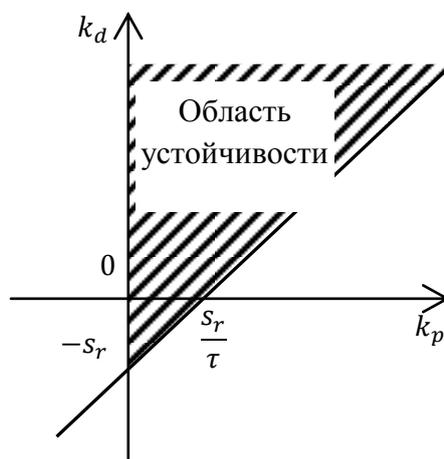


Рис. 1. Область устойчивости системы управления с ПД-регулятором и с жестким механизмом

Сформируем параметр управления u с помощью ПИД-регулятора.

$$u = -k_p(\varphi_m - \varphi_{pr}) - k_d \frac{d(\varphi_m - \varphi_{pr})}{dt} - k_i \int_0^t (\varphi_m - \varphi_{pr}) dt, \quad (10)$$

где k_i – коэффициент обратной связи в цепи интегратора. Объединим уравнения (1), (2) и (10) в систему (11). Для удобства дальнейших расчетов умножим последнее уравнение в системе (11) на p .

$$\begin{cases} J_r p^2 \varphi_m = M_{er} \\ (\tau p + 1) M_{er} = -s_r p \varphi_m + u \\ p u = -k_p p (\varphi_m - \varphi_{pr}) - k_d p^2 (\varphi_m - \varphi_{pr}) - k_i (\varphi_m - \varphi_{pr}) \end{cases} \quad (11)$$

Составим характеристический полином системы дифференциальных уравнений (11) для определения области устойчивости

$$\begin{vmatrix} J_r p^2 & -1 & 0 \\ s_r p & \tau p + 1 & -1 \\ k_d p^2 + k_p p + k_i & 0 & p \end{vmatrix} = J_r \tau p^4 + J_r p^3 + (s_r + k_d) p^2 + k_p p + k_i. \quad (12)$$

Запишем условия устойчивости А. Стодолы:

$$s_r + k_d > 0; \quad k_p > 0; \quad k_i > 0. \quad (13)$$

Из этих условий видно, что ДИ-регулятора не существует, так как в устойчивой системе k_p не может равняться нулю.

Сформируем матрицу Гурвица.

$$G = \begin{bmatrix} J_r & k_p & 0 & 0 \\ J_r \tau & s_r + k_d & k_i & 0 \\ 0 & J_r & k_p & 0 \\ 0 & J_r \tau & s_r + k_d & k_i \end{bmatrix} \quad (14)$$

и главные угловые миноры

$$\Delta_2 = J_r(s_r + k_d) - J_r \tau k_p > 0 \quad (15)$$

$$\Delta_3 = J_r(s_r + k_d)k_p - J_r \tau k_p^2 - J_r^2 k_i > 0 \quad (16)$$

Требования устойчивости (13), (15) и (16) сводятся к неравенству (16), представимому в виде

$$k_d > \tau k_p - s_r + J_r \frac{k_i}{k_p} \quad (17)$$

Область устойчивости жесткого механизма с ПИД-регулятором в пространствах $(k_p; k_i)$ и $(k_p; k_d)$ показана на рис. 2.

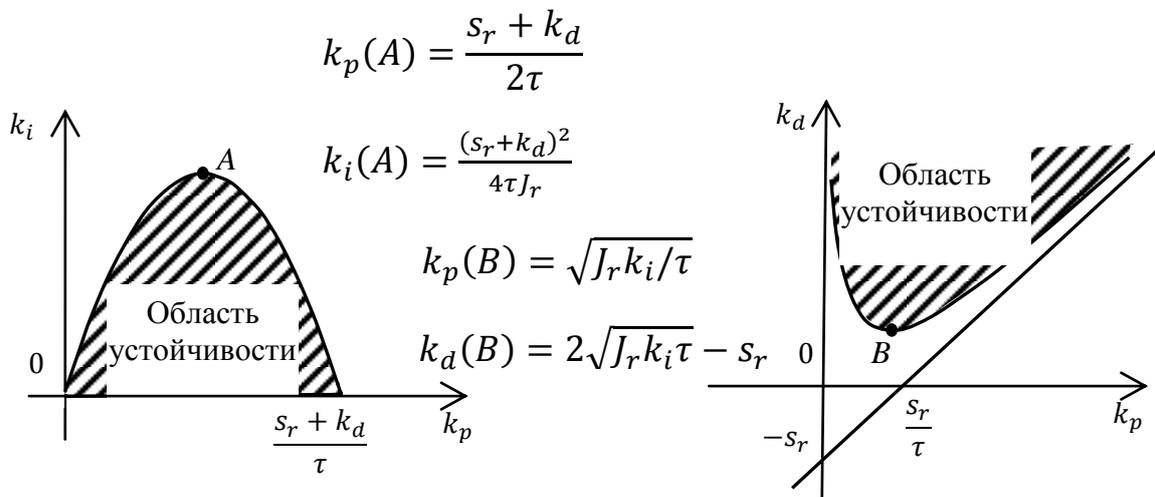
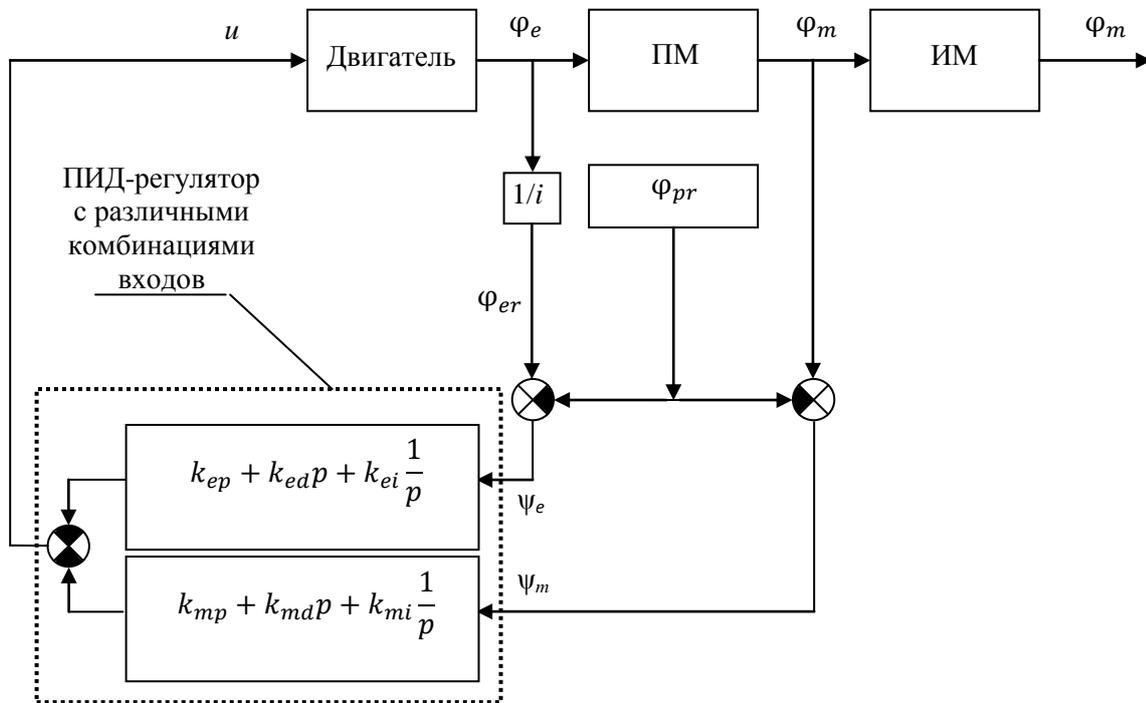


Рис. 2. Область устойчивости системы управления с ПИД-регулятором и с жестким механизмом

Из рис. 2 и соответствующих неравенств видно, что увеличение момента инерции механизма приводит к уменьшению области устойчивости. При отсутствии интегрирующей цепи момент инерции не влияет на устойчивость.

Исследуем устойчивость управляемого привода с учетом упруго-диссипативных свойств передаточного механизма [13] и оценим достоверность ее расчета по упрощенной модели (13), (17). Структурная схема такой системы управления показана на рис. 3.



ПМ – передаточный механизм (редуктор); ИМ – исполнительный механизм; i – передаточное отношение редуктора; φ_e – угол поворота двигателя; k_{ep} ; k_{ed} ; k_{ei} ; k_{mp} ; k_{md} ; k_{mi} – коэффициенты обратных связей; ψ_e , ψ_m , – динамические ошибки. Для большей наглядности сигналы обратных связей обозначены, как измеряемые величины, а коэффициенты измерителей углов включены в параметры регулятора.

Рис. 3. Структурная схема управляемого привода с упруго-диссипативным передаточным механизмом

Рассмотрим динамическую модель механической части системы управления, представленную на рис. 4.

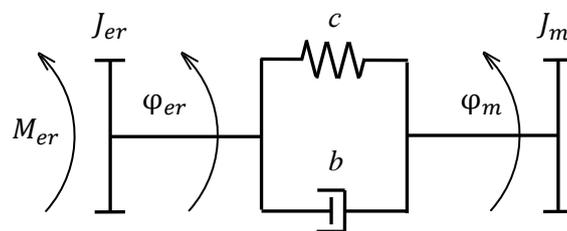


Рис. 4. Динамическая модель привода

На рис. 4 введены следующие обозначения: $J_{er} = J_e i^2$ и $\varphi_{er} = \varphi_e / i$ – момент инерции J_e и угол поворота φ_e ротора двигателя, приведенные к углу поворота входного вала исполнительного механизма φ_m ; c и b – коэффициенты крутильной жесткости и внутреннего трения редуктора, также приведенные к углу φ_m . Запишем уравнения движения динамической модели привода, показанной на рис. 4.

$$\begin{cases} J_{er} \frac{d^2 \varphi_{er}}{dt^2} + b \left(\frac{d\varphi_{er}}{dt} - \frac{d\varphi_m}{dt} \right) + c(\varphi_{er} - \varphi_m) = M_{er} \\ J_m \frac{d^2 \varphi_m}{dt^2} - b \left(\frac{d\varphi_{er}}{dt} - \frac{d\varphi_m}{dt} \right) - c(\varphi_{er} - \varphi_m) = 0 \end{cases}$$

Дополним систему динамической характеристикой двигателя (2) [11] и параметром управления (10), сформированным на основе измерения угла поворота ротора φ_e .

$$\begin{cases} (J_{er} p^2 + bp + c)\varphi_{er} - (bp + c)\varphi_m - M_{er} = 0 \\ -(bp + c)\varphi_{er} + (J_m p^2 + bp + c)\varphi_m = 0 \\ s_r p \varphi_{er} + (\tau p + 1)M_{er} - u = 0 \\ (k_d p^2 + k_p p + k_i)\varphi_{er} + pu = (k_d p^2 + k_p p + k_i)\varphi_{pr} \end{cases} \quad (18)$$

Чтобы оценить области устойчивости, запишем матрицу системы (18).

$$\begin{bmatrix} J_{er} p^2 + bp + c & -(bp + c) & -1 & 0 \\ -(bp + c) & J_m p^2 + bp + c & 0 & 0 \\ s_r p & 0 & \tau p + 1 & -1 \\ k_d p^2 + k_p p + k_i & 0 & 0 & p \end{bmatrix} \quad (19)$$

Для большей общности добавим в регулятор информацию об угле поворота механизма φ_m и учтем это в последнем уравнении системы (18).

$$P_e(p)\varphi_{er} + P_m(p)\varphi_m + pu = [P_e(p) + P_m(p)]\varphi_{pr}, \quad (20)$$

где $P_e(p) = k_{ed} p^2 + k_{ep} p + k_{ei}$; $P_m(p) = k_{md} p^2 + k_{mp} p + k_{mi}$. Таким образом, в окончательной форме матрица системы дифференциальных уравнений регулируемого электропривода принимает следующий вид:

$$\begin{bmatrix} J_{er}p^2 + bp + c & -(bp + c) & -1 & 0 \\ -(bp + c) & J_m p^2 + bp + c & 0 & 0 \\ s_r p & 0 & \tau p + 1 & -1 \\ P_e(p) & P_m(p) & 0 & p \end{bmatrix} \quad (21)$$

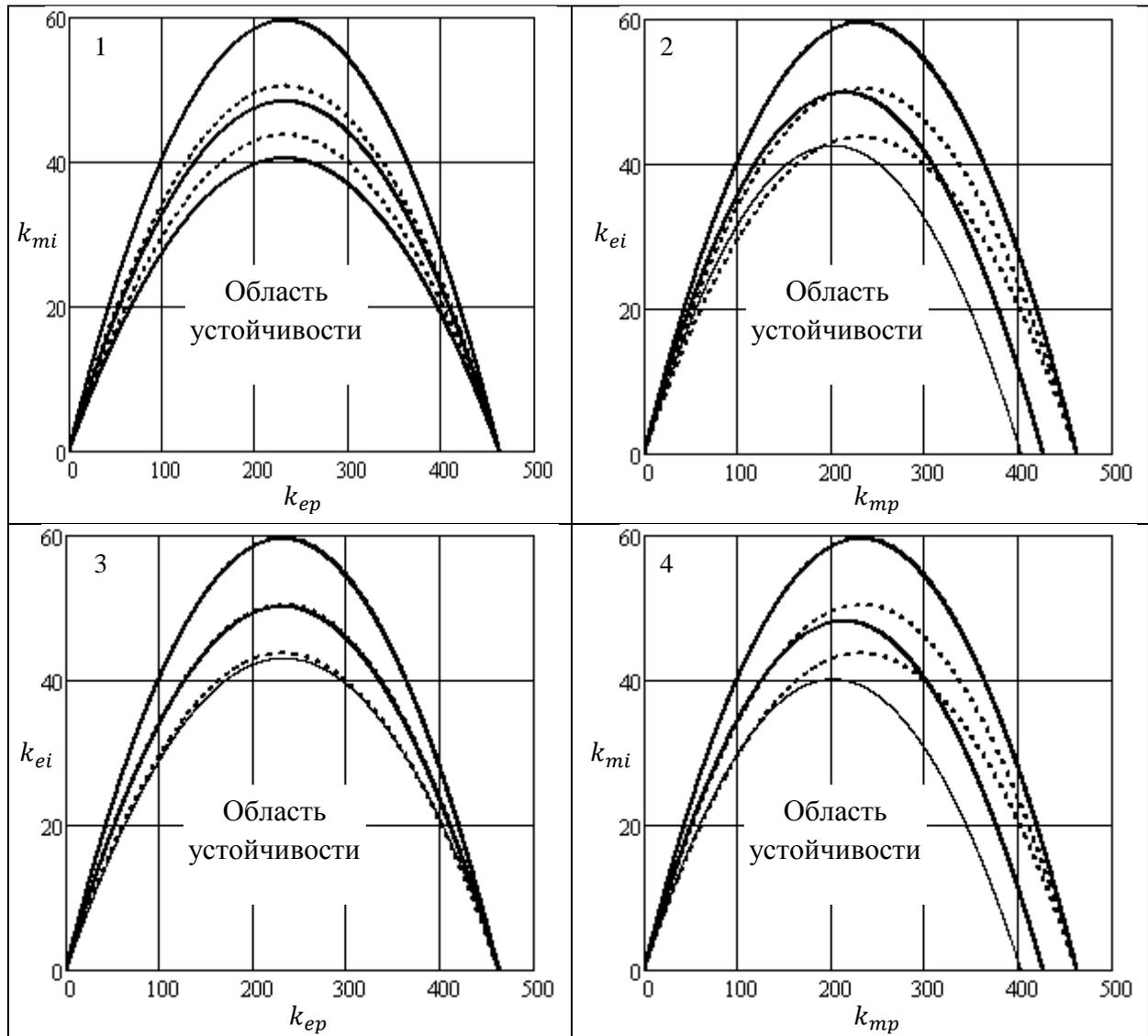
Далее требуется получить условия отрицательности вещественных частей всех корней ее определителя. Для этого удобно, как и выше, воспользоваться критерием устойчивости Рауса-Гурвица. Однако из-за громоздкости и плохой наглядности аналитических выражений ограничимся в работе численными расчетами примеров [14].

Рассмотрим динамику привода с электродвигателем постоянного тока независимого возбуждения российского производства 2ПН100М, который широко применяется в автоматизированных системах станков с ЧПУ, промышленных роботов и т.п. Двигатель имеет номинальную мощность 750 Вт, скорость холостого хода 1500 об/мин, момент инерции ротора $J_e = 0.011 \text{ кг м}^2$, крутизну статической характеристики $s_e = 0.00567 \text{ Н м с}$, собственную постоянную времени $\tau = 0.0306 \text{ с}$. Редуктор с передаточным отношением $i = 50$ обладает следующими упруго-диссипативными параметрами: $c = 1000 \text{ Н м}$, $b = 4 \text{ Н м с}$. Области устойчивости будем строить в пространствах различных пар положительных коэффициентов обратной связи при трех разных моментах инерции механизма $J_m = (0; 5; 10) \text{ кг м}^2$. Оставшиеся четыре коэффициента приравняем нулю. Исключение составят ДИ-регуляторы (рис.5.9 и 5.10), в которых k_{ep} приняты равными единицам. Штриховой линией на рис. 5 показаны границы области устойчивости, полученные на основании расчетов жесткой модели (9), (13), (17). Как правило, эти границы зависят от $J_r = J_e i^2 + J_m$ [10] и меняются с изменением J_m . Во всех вариантах регулятора при $J_m = 0$ область устойчивости совпадает с областью устойчивости жесткой модели. В этом случае исполнительный механизм не проявляет инерционных свойств, передаточный механизм не деформируется, а значит, привод может быть описан жесткой моделью. Заметим, что во всех расчетах момент инерции ротора двигателя остается неизменным.

Результаты

На рис.5.1... 5.4 показаны области устойчивости системы управления при различных вариантах ПИ-регулятора. С увеличением J_m области устойчивости заметно уменьшаются. На рис. 5.5... 5.8 показаны результаты расчетов устойчивости приводов с ПД-регуляторами. В основу расчетов положена матрица (18) с управлением (3), которое не требовалось умножать на p , поэтому $P_e(p) = k_{ed}p + k_{ep}$, $P_m(p) = k_{md}p + k_{mp}$ и

компонента (4; 4) в (21) равна 1, а не p . С увеличением момента инерции исполнительного механизма области устойчивости также заметно уменьшаются, кроме единственного варианта, изображенного на рис. 5.5, в котором верхняя линия соответствует жесткой модели ($J_m = 0$). Во всех случаях границей жесткой системы с ПД-регулятором является независимая от J_m прямая. На рис. 5.7 при уменьшении J_m верхний участок границы перемещается вверх и при стремлении J_m к нулю уходит в бесконечность, нижний участок остается на постоянной прямой линии.



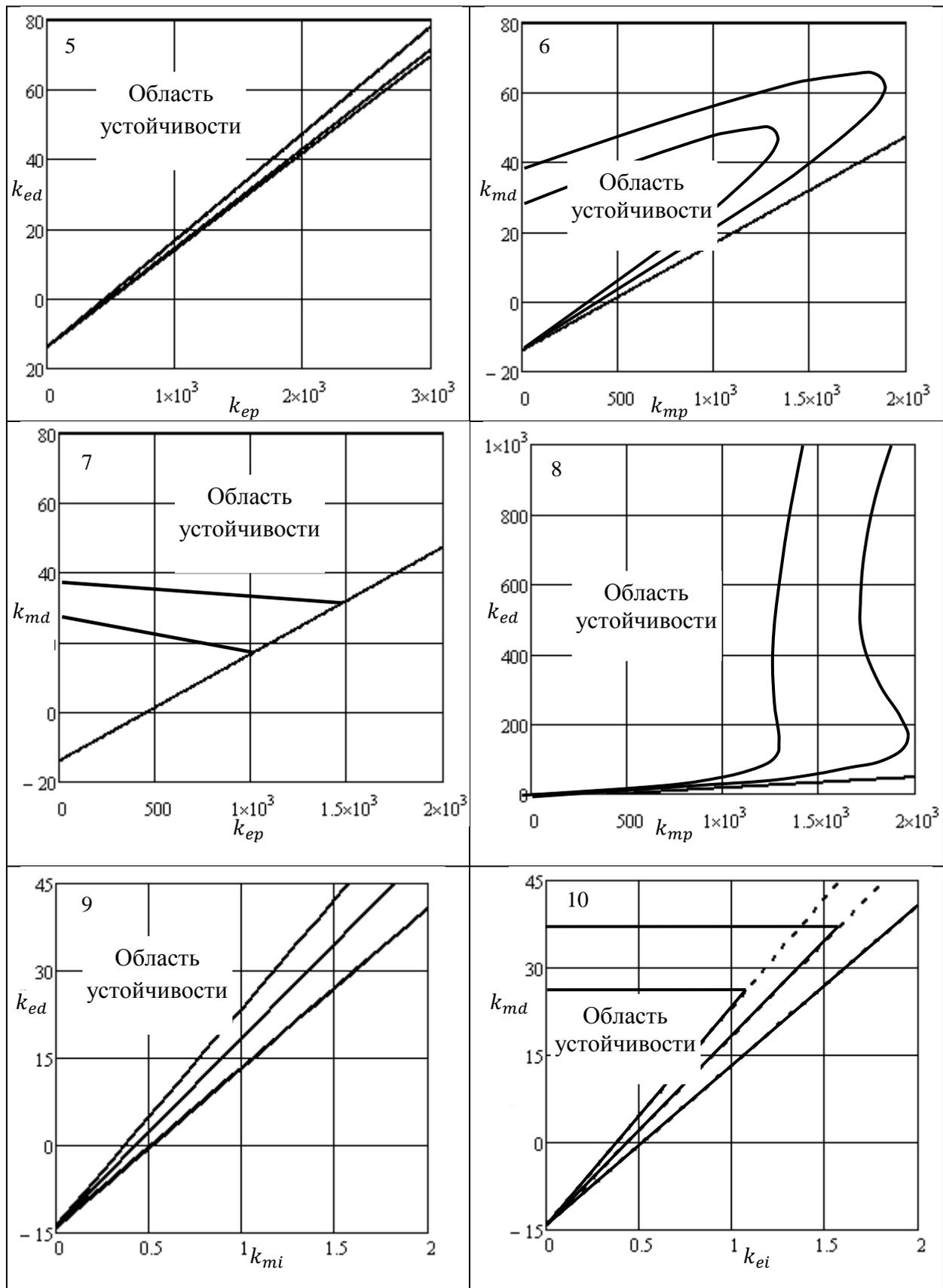


Рис. 5. Области устойчивости регулируемого электропривода с упруго-диссипативным редуктором

На рис. 5.9 границей области устойчивости является прямая, практически неотличимая от рассчитанной на основе жесткой модели. Наклон прямой возрастает с увеличением J_m . Область устойчивости неограниченно уходит вверх. На рис. 5.10 область устойчивости располагается между наклонным участком, совпадающим с рис. 5.9, и горизонтальным, неограниченно уходящим вверх при стремлении J_m к нулю. Здесь надо отметить, что вариант $(k_{mi}; k_{ed})$ неотличим от $(k_{ei}; k_{ed})$, а $(k_{ei}; k_{md})$ от $(k_{mi}; k_{md})$. Эти области построены при $k_{ep} = 1$, однако, при $k_{mp} = 1$, области окажутся такими же.

Обсуждение

Проведенный анализ позволяет оценивать форму области устойчивости, когда известны передаточные функции в системе управления регулируемого электропривода. Приведенные количественные соотношения показывают, что увеличение момента инерции в два раза может уменьшить размер области устойчивости на двадцать и более процентов [5], [8]. Иллюстрации на рис.5 дают возможность оценить риск потери устойчивости при изменении момента инерции исполнительного механизма.

Заключение.

В статье рассмотрены все возможные варианты аналоговых ПИД-регуляторов управляемого электропривода [16] при съеме информации с двигателя и с выхода редуктора. Полученные иллюстрации изменения областей устойчивости позволяют лучше понимать причины роста динамических ошибок, колебаний и других нежелательных явлений, возникающих в системах управления при смене инструментов, рабочих органов, исполнительных механизмов и т.п. [3], [4], [15]

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] Андриенко П.А., Терешин В.А. Троицкий мост в Санкт-Петербурге. Динамика гидроприводов. LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Saarbruecken, Germany. 2011, с.124. ISBN: 978-3-843-30822-9
- [3] 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
- [4] 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. 752-765.
- [5] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, Pp. 73–85.
- [6] Karazin, V.I., Karazina, A.V., Kozlikin, D.P., Koshkin, A.V., Khisamov, A.V. Research on Possibilities of Reaching Ultra-Low Speeds on Centrifugal Workbenches, and Selection of System Components. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, Pp. 93–101
- [7] Нигматуллина Ф.Р., Терешин В.А. Российские оптические автоматические трехосные телескопы. Динамика электропривода. LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Saarbruecken, Germany. 2015, 130 p. ISBN: 978-3-659-76118-8
- [8] Karazin V.I, Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O., Tereshin V.A. Some Ways of Stable Counterbalancing in Respect to Moving Masses on Centrifuges. Springer International Publishing Switzerland 2017, Pp. 73-85. A.Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
- [9] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. International Review of Mechanical Engineering. 2018. Т. 12. № 5. Pp. 400-404.
- [10] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Self-braking of planar linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. Т. PartF5. Pp. 83-92.
- [11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. Mechanisms and Machine Science, 2014, 19, Pp. 239–247.
- [12] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2021, Pp. 163–172.
- [13] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Determination of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, Pp. 163–174.
- [14] Smirnov, A.S., Smolnikov, B.A. Oscillations of Double Mathematical Pendulum with Noncollinear Joints. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2021, Pp. 185–193

- [15] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Vasiliev, A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. *International Review of Mechanical Engineering*, 2020, 14(2), Pp. 105–110.
- [16] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y. Test centrifuge arrangement analysis. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, Pp. 139–151.
- [17] Vulfson, I.I. Optimization of Parameters of Cyclic Machines When Crossing Resonance Zones. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021, Pp. 231–246.

A.N. Evgrafov, V.A. Tereshin

INFLUENCE OF THE CONTROL OBJECT MASS ON THE STABILITY AREA

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper is devoted to the study of the stability of electric drive with PID controller. The paper considers the influence of the moment of inertia of the control object on the stability range of the electric drive. The drive is defined by the linear dynamic characteristic of the motor and the rotor moment of inertia. The transfer mechanism is considered as an elastic-dissipative element. The executive mechanism is fully characterized by a constant reduced moment of inertia. Different variants of feedback channels, both from the control object and from the motor rotor, are considered. A wide class of machines, in which the principle of program control with feedbacks is implemented, is investigated in the paper.

Key words: stability area, control system, PID controller, machine dynamics

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] Andrienko P.A., Tereshin V.A. *Trinity Bridge in St. Petersburg. Dynamics of hydraulic drives*. LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Saarbruecken, Germany. 2011, 124 p. ISBN: 978-3-843-30822-9 (rus)

- [3] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Features of modeling and reproduction of vibration-impact. Theory of mechanisms and machines. 2013. T. 11. № 22. Pp. 55-64. (rus)
- [4] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Optimization of broadband vibroimpact mechanical stand parameters. Modern Machine Building. Science and education. 2013. Pp. 752-765. (rus)
- [5] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, Pp. 73–85.
- [6] Karazin, V.I., Karazina, A.V., Kozlikin, D.P., Koshkin, A.V., Khisamov, A.V. Research on Possibilities of Reaching Ultra-Low Speeds on Centrifugal Workbenches, and Selection of System Components. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, Pp. 93–101
- [7] Nigmatullina F.R., Tereshin V.A. Russian optical automatic three-axis telescopes. Electric Drive Dynamics.. LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, Saarbruecken, Germany. 2015, 130 p. ISBN: 978-3-659-76118-8
- [8] Karazin V.I, Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O., Tereshin V.A. Some Ways of Stable Counterbalancing in Respect to Moving Masses on Centrifuges. Springer International Publishing Switzerland 2017, Pp. 73-85. A.Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
- [9] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. International Review of Mechanical Engineering. 2018. T. 12. № 5. Pp. 400-404.
- [10] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Self-braking of planar linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. T. PartF5. Pp. 83-92.
- [11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. Mechanisms and Machine Science, 2014, 19, Pp. 239–247.
- [12] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2021, Pp. 163–172.
- [13] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Determination of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, Pp. 163–174.
- [14] Smirnov, A.S., Smolnikov, B.A. Oscillations of Double Mathematical Pendulum with Noncollinear Joints. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2021, Pp. 185–193

- [15] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Vasiliev, A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. *International Review of Mechanical Engineering*, 2020, 14(2), Pp. 105–110.
- [16] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y. Test centrifuge arrangement analysis. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, Pp. 139–151.
- [17] Vulfson, I.I. Optimization of Parameters of Cyclic Machines When Crossing Resonance Zones. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021, Pp. 231–246.

УДК 621.01

И. М. Егоров

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПРОЦЕССА ЗУБОФРЕЗЕРОВАНИЯ НА ТОЧНОСТЬ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС



Иван Михайлович Егоров,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (812) 225-13-34, E-mail: egrov@mail.ru.

Аннотация

В работе рассмотрено влияние погрешностей процесса зубофрезерования на точность нарезаемого зубчатого колеса. Разработана математическая модель формирования профилей зубьев колеса режущими кромками инструмента. Модель учитывает погрешности инструмента, погрешности установки заготовки и инструмента на станке, погрешность цепи деления станка. Для нахождения функции кинематической погрешности предложена модель зацепления зубчатого колеса с измерительным колесом. Разработанное программное обеспечение может быть использовано для оценки влияния погрешностей процесса зубофрезерования на кинематическую точность колеса. При заданной точности зубчатого колеса эта программа позволяет назначить требуемую точность станка и инструмента.

Ключевые слова: моделирование процесса зубофрезерования, станочное зацепление, кинематическая погрешность, точечное задание профиля зуба, плечо нормали, плечо касательной.

Введение

Основной метод изготовления зубчатых колес – метод огибания, при котором имитируется станочное зацепление заготовки с производящей

поверхностью инструмента [1,2]. Методы анализа и синтеза зубчатых передач, полученных методом огибания рассмотрены в работах [3 - 6] и др. В них используется аналитическое представление поверхностей зубьев, полученное в ходе решения систем нелинейных уравнений, описывающих станочное зацепление заготовки с производящей поверхностью инструмента и зацепление зубчатой пары. При таком подходе попытки рассмотрения любых погрешностей процесса формообразования приводит к существенному усложнению методик расчета. По этой причине в большинстве случаев компьютерное твердотельное моделирование формообразования поверхностей [7] и, в частности, процесса зубофрезерования с применением 3D CAD систем [8,9] проводится без учета указанных погрешностей.

Для оценки точности зубчатого колеса могут быть применены методы определения ошибки положения высшей кинематической пары, основанные на суммировании проекций первичных ошибок на профильную нормаль [10 - 12]

Всесторонний анализ влияния погрешностей процесса зубофрезерования на точность нарезаемых зубчатых колес возможен только при моделировании процесса формирования профилей зубьев следами режущих кромок инструмента на плоскости торцового сечения зубчатого венца. Основы такого подхода изложены в работе [13].

Моделирование процесса зубофрезерования

В соответствие с предложенной моделью, профиль зуба колеса формируется следами режущей кромки производящей реки, образованной прямыми осевыми стружечными канавками червячной фрезы. Станочное зацепление производящей реки с нарезаемым колесом реализуется при углах поворота фрезы, кратных окружному шагу стружечных канавок, когда очередная стружечная канавка приходит в торцовую плоскость колеса.

Прямые осевые канавки имеют мелко модульные фрезы ГОСТ 10331 и допускается для всех фрез ГОСТ 9324-2015 с углом подъема витка до 6° . К последним относятся однозаходные чистовые червячные фрезы.

Трудно понять, почему до сих пор фактически все фрезы при модуле $m \geq 1$ мм имеют винтовые стружечные канавки. Выравнивание таким образом условий резания для обеих сторон зуба не может оправдать существенное усложнение изготовления, контроля и переточки таких фрез. Что приводит к снижению точности, увеличению стоимости и сокращению их ресурса.

Начальное положение производящей рейки в станочном зацеплении показано на рис. 1а. Профиль рейки и используемые далее его параметры соответствуют стандартному исходному контуру ГОСТ 13755.

Координаты точек профилей зуба определяются в полярной системе координат в виде множества $\{R_i, \vartheta_i\}_{i=1}^n$. При заданном положении производящей рейки, (см. рис. 1б) координата ϑ следа режущей кромки на радиусе R определяются по формулам:

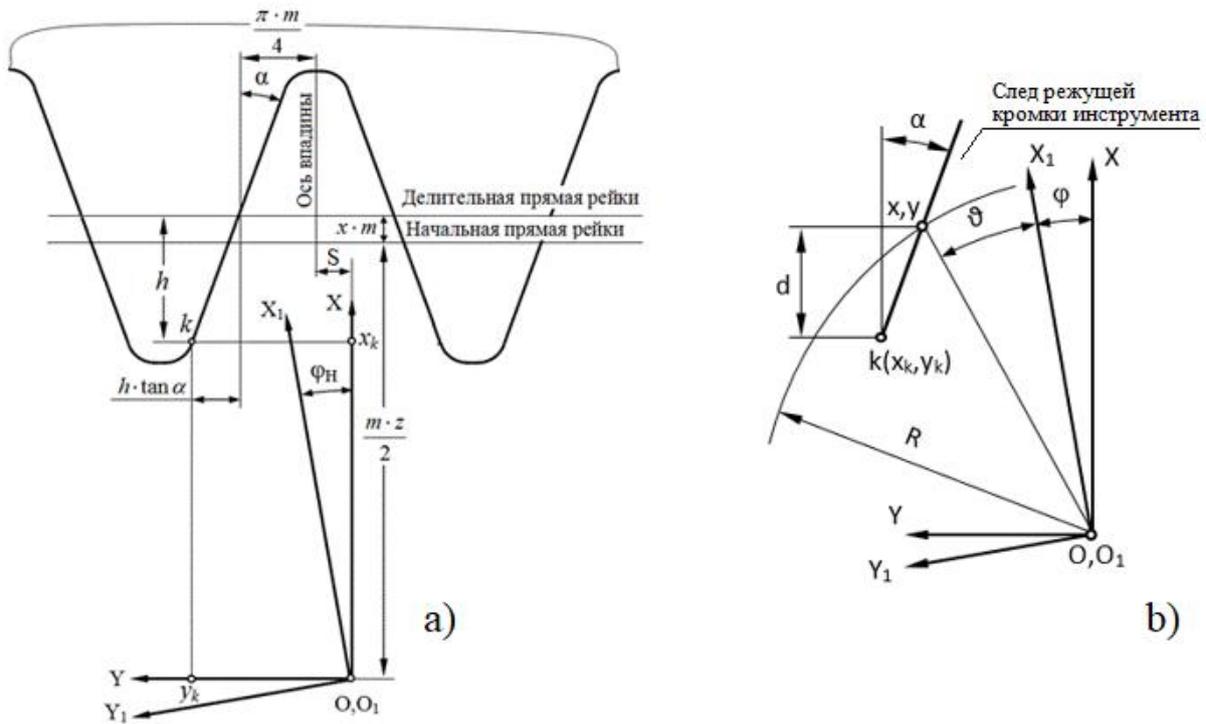


Рис. 1. Начальное положение производящей рейки в станочном зацеплении (а) и положение следа режущей кромки при текущем угле поворота заготовки (б): XOY – неподвижная система координат, жестко связанная со станком; X_1, O_1, Y_1 – подвижная система координат, жестко связанная с заготовкой; S – начальное смещение оси впадины рейки; φ_H и φ – начальный и текущий углы поворота заготовки; k – нижняя точка участка режущей кромки, нарезающего главный профиль зуба

$$\tan(\vartheta + \varphi) = \frac{y_k - d \cdot \tan \alpha}{x_k + d}, \text{ где } d = \sqrt{b + \frac{R^2}{1 + \tan^2 \alpha}} - a,$$

$$a = \frac{x_k - y_k \cdot \tan \alpha}{1 + \tan^2 \alpha}; \quad b = a^2 - \frac{x_k^2 + y_k^2}{1 + \tan^2 \alpha}.$$

Если угол ϑ больше полученного при предыдущих положениях рейки, с заготовки материал не срезается и координаты точки не изменяются.

Координаты x_k, y_k зависят от угла поворота фрезы, при котором стружечная канавка приходит в торцовую плоскость колеса. Этот угол при нарезании j – го зуба колеса q – ой рейкой фрезы определяется по формуле:

$$\varphi_0 = 2 \cdot \pi \cdot (j - 1) + \frac{2 \cdot \pi}{z_0} \cdot q, \text{ где } z_0 - \text{ число стружечных канавок фрезы.}$$

Угол поворота заготовки определяется по формуле:

$$\varphi = \varphi_{\text{НОМИН}} + \Delta\varphi; \quad \varphi_{\text{НОМИН}} = \frac{2 \cdot S}{m \cdot z} + \frac{\varphi_0}{z},$$

где $\Delta\varphi$ – погрешность угла поворота заготовки; z – число зубьев колеса.

$$\Delta\varphi = 0.5 \cdot a \cdot \sin(\varphi_{\text{НОМИН}} + \psi_a) + 0.5 \cdot b \cdot \sin(\varphi_{\text{НОМИН}} \cdot u_{cm} + \psi_b).$$

Здесь и далее погрешности аппроксимируются синусоидами. Углы ψ с соответствующими индексами задают начальные фазы погрешностей. Накопленная (а) и периодическая (б) погрешности поворота стола зубофрезерного станка нормируются ГОСТ 659. Отношение частот этих погрешностей равно передаточному числу червячной делительной пары стола станка (u_{cm}).

Координаты нижней точки прямолинейного профиля рейки фрезы определяются по формулам (см. рис. 1а):

$$x_k = x_{\text{НОМИН}} + \Delta x; \quad y_k = y_{\text{НОМИН}} + \Delta y;$$

$$x_{\text{НОМИН}} = (0.5 \cdot z + x) \cdot m - h; \quad h = (h_a^* + c^* - (1 - \sin \alpha) \cdot \rho_f^*) \cdot m;$$

$$y_{\text{НОМИН}} = \frac{\pi \cdot m}{4} + h \cdot \tan \alpha + S + \frac{m}{2} \cdot \varphi_0.$$

Погрешность координаты x_k определяется по формуле:

$$\Delta x = 0.5 \cdot F_{r0} \cdot \sin(\varphi_0 + \psi_{F_{r0}}) + 0.5 \cdot F_{p0} \cdot \tan \alpha_0 \cdot \sin(\varphi_0 + \psi_{F_{p0}}),$$

где F_{r0} – радиальное биение фрезы; F_{p0} – накопленная погрешность окружного шага канавок фрезы; α_0 – задний угол фрезы ($\alpha_0 = 9^\circ \dots 12^\circ$).

Погрешность координаты y_k определяется по формуле:

$$\Delta y = 0.5 \cdot f_{h0} \cdot \sin(\varphi_0 + \psi_{f_{h0}}),$$

где f_{h0} – накопленная погрешность винтовой линии фрезы. Погрешности фрезы нормируются ГОСТ 9324.

Предлагаемая методика позволяет задавать все погрешности любым другим способом, в том числе и таблично.

При завершении процесса моделирования нарезания производится переход от полярных координат $\{R_i, \vartheta_i\}_{i=1}^{i=n}$ к декартовым $\{x_i, y_i\}_{i=1}^{i=n}$. В системе координат с центром на рабочей оси зубчатого колеса:

$$x_i = R_i \cdot \cos \vartheta_i - x_0; \quad y_i = R_i \cdot \sin \vartheta_i - y_0,$$

где x_0 и y_0 – координаты рабочей оси колеса в системе координат $X_1O_1Y_1$ (см. рис 1b). При этом учитывается то, что радиальное биение зубчатого венца относительно рабочей оси колеса $F_r = 2 \cdot \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$.

Моделирование зацепления с измерительным колесом

Для определения кинематической погрешности нарезанного колеса разработана модель зацепления колеса, профили зубьев которого заданы координатами наборов точек с измерительным (абсолютно точным) зубчатым колесом. Вариант подобной модели приводится в работе [13].

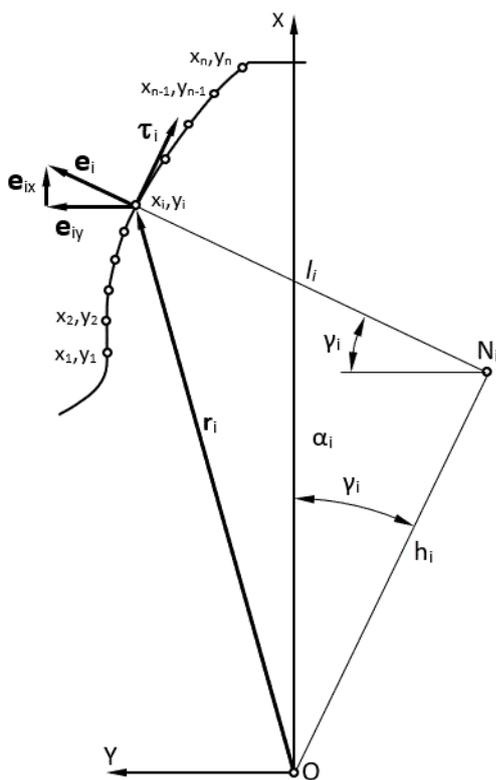


Рис. 2. Профиль зуба колеса

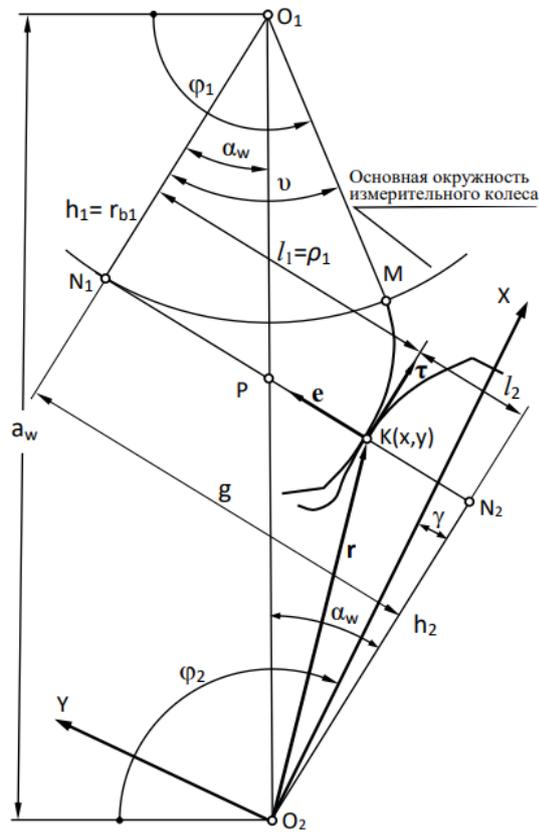


Рис. 3. Зацепление с измерительным зубчатым колесом

Профиль зуба колеса, заданный координатами ряда точек представлен на рис. 2. Проведя численное дифференцирование табличной функции $\{x_i, y_i\}_{i=1}^{i=n}$, можно определить орты профильных нормалей, e_i , и касательных, τ_i :

$$\mathbf{e}_i = \begin{bmatrix} e_{ix} \\ e_{iy} \end{bmatrix} = \frac{1}{\sqrt{1 + (y_i')^2}} \cdot \begin{bmatrix} -y_i' \\ 1 \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\tau}_i = \begin{bmatrix} e_{iy} \\ -e_{ix} \end{bmatrix}.$$

Методы дифференцирование табличных функций даны в работе [14]
 Плечи нормалей, h_i , и касательных, l_i , определяются по формулам:

$$h_i = \mathbf{r}_i \cdot \mathbf{e}_i; \quad l_i = \mathbf{r}_i \cdot \boldsymbol{\tau}_i.$$

Зацепление контролируемого (2) с измерительным зубчатым колесом (1) представлено на рис. 3. Параметры зубчатого зацепления определяются по формулам:

$$\alpha_w = \arccos \frac{r_2 + r_{b1}}{a_w}; \quad g = a_w \cdot \sin \alpha_w; \quad l_1 = g - l_2; \quad v = \frac{l_1}{r_{b1}}.$$

Углы поворота измерительного и контролируемого зубчатых колес определяются по формулам:

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha_w + v; \quad \varphi_2 = \frac{\pi}{2} + \alpha_w - \gamma; \quad \gamma = \arcsin(e_x).$$

Проведя вычисления для всех точек профиля, можно получить функцию кинематической погрешности колеса в виде $\{\Delta \varphi_{2i}, \varphi_{2i}\}_{i=1}^{i=n}$.

Ошибка перемещения определяется по формуле:

$$\Delta \varphi_{2i} = (\varphi_{2i} - \varphi_{21}) - \frac{z_1}{z_2} \cdot (\varphi_{1i} - \varphi_{11}).$$

Здесь z_1 и z_2 – числа зубьев измерительного и контролируемого колес. Аналогично определяется функция кинематической погрешности для всех зубьев колеса.

Результаты математического эксперимента

Приведенные модели реализованы в виде программ, на языке MatLab.

На рис. 4 показан результат расчёта функции кинематической погрешности колеса со следующими параметрами: $z = 14$; $m = 2.5$ мм; $x = 0.3$. Класс точности станка П: $a = 80''$; $b = 25''$. Класс точности фрезы АА: $f_{h0} = 8$ мкм; $F_{P0} = 32$ мкм; $z_0 = 12$. Радиальное биение фрезы $F_{r0} = 20$ мкм. Радиальное биение заготовки $F_r = 34$ мкм.

По графику рис. 4 можно определить, что кинематическая погрешность равна 45 мкм; а циклическая погрешность зубцовой частоты – 8 мкм, что почти соответствует 7 степени точности по ГОСТ 1643. Выбор класса точности станка Н и фрезы А в соответствии с таблицей 3.13 справочника [1] не позволил получить желаемую 8 степень точности колеса.

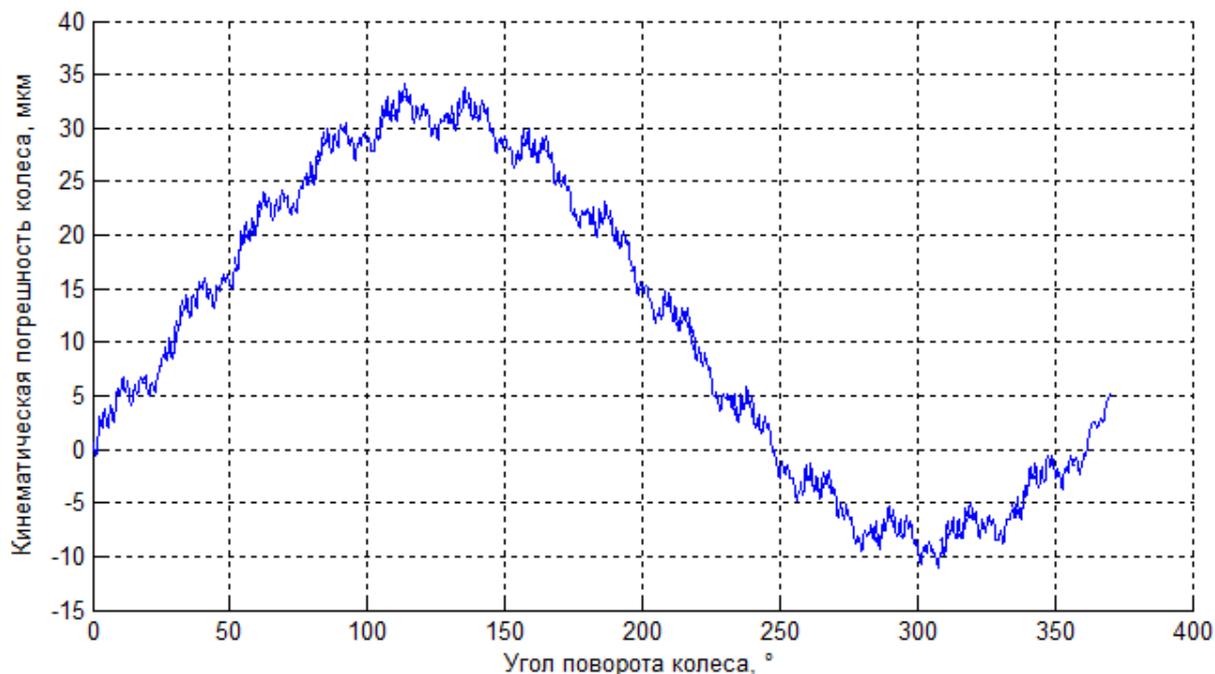


Рис. 4. Функция кинематической погрешности колеса

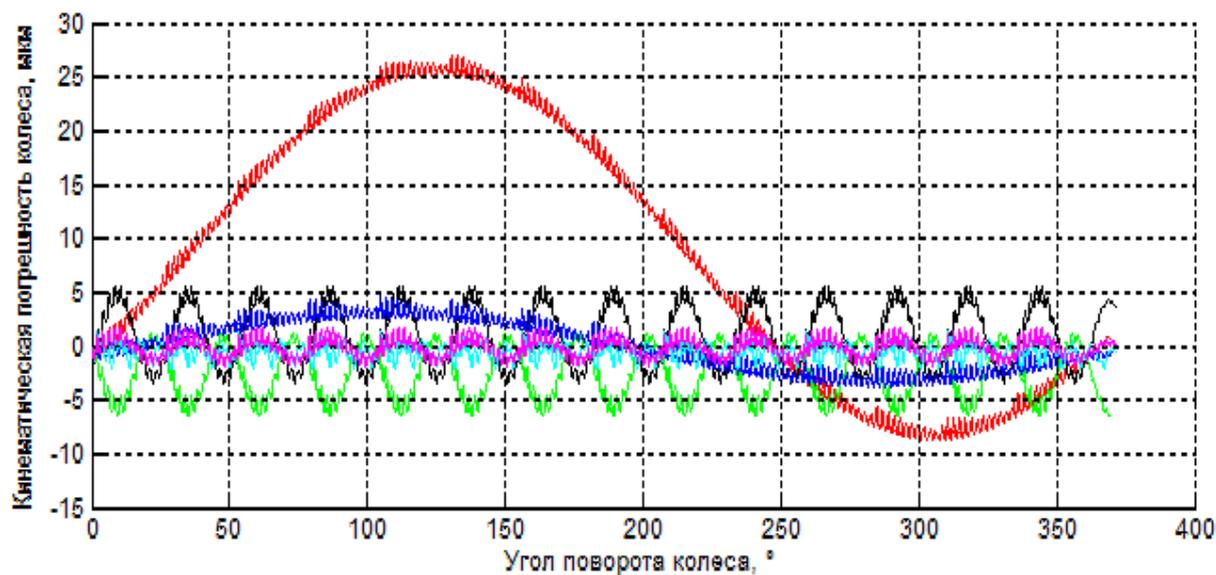


Рис. 5. Составляющие кинематической погрешности колеса при действии различных погрешностей технологического процесса зубофрезерования:

— F_r ; — F_{r0} ; — F_{p0} ; — f_{h0} ; — a ; — b

На рис 5. показаны составляющие кинематической погрешности колеса вследствие действия отдельных погрешностей технологического процесса зубофрезерования.

Заключение

Разработанные модели и их программная реализация являются мощным инструментом для исследования влияния погрешностей технологического процесса на точность зубчатого колеса. Они позволяют оценить возможность нарезания колеса заданной точности с применением имеющегося оборудования и инструмента или сформулировать требования к точности оборудования и инструмента необходимых для решения поставленной задачи.

Математическая модель зацепления измерительного колеса и колеса, профили зубьев которого заданы в виде координат ряда точек, может найти применение для решения ряда практических задач. В работе [15] приводятся примеры ее применения при моделировании процесса изнашивания передач зацеплением. Она позволяет определить кинематическую погрешность колеса по результатам измерения на координатной измерительной машине.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Производство зубчатых колес: Справочник // Калашников С.Н., Калашников А.С., Коган Г.И. и др.; под общ. ред. Тайца Б.А. – 3-е изд., перераб. и дополн. – М.: Машиностроение. 1990. – 464 с.
- [2] Зубчатые передачи: Справочник // Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б., Халевский Н.Т.; под общ. ред. Гинзбург Е.Г. – 2-е изд., перераб. и дополн. – Л.: Машиностроение. 1980. – 416 с.
- [3] Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. 1968. – 584 с.
- [4] Litvin, F.L., 2004. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press: p. 800.
- [5] Radzevich, S.P., 2018. Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis. CRC Press, 2nd edition: p. 934.
- [6] Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю., Бабичев Д.А. Основы проектирования цилиндрических передач при первоначальном синтезе оптимальной линии зацепления в торцовом сечении // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 7-й Международ. научно-практич. конф. - СПб.: Изд-во политех. ун-та, - 2018. 681-692 с.
- [7] Ляшков А. А. Геометрическое и компьютерное моделирование основных объектов формообразования технических изделий // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 2. С. 9–16.
- [8] Dimitriou V et Antoniadis A. CAD-based simulation of the hobbing process for the manufacturing of spur and helical gears , Int. J. Adv. Manuf. Technol., 2009, vol. 41, no 34, p. 347-357.

- [9] Tapoglou, N., Mammias, A. and Antoniadis, A. (2013) 'Influence of machining data on developed cutting forces in gear hobbing', *Int. J. Machining and Machinability of Materials*, Vol. 14, No. 1, pp.66–76.
- [10] Бруевич Н.Г. Точность механизмов М.; Л.: ГИТТЛ, 1946. 332 с.
- [11] Литвин Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. — Ленинград: Машиностроение, 1973 .— 695 с.
- [12] Егоров И. М. , Алексанин С. А. , Федосовский М. Е. , Кряжева Н. П. Математическое моделирование погрешностей изготовления элементов цевочной передачи планетарного редуктора. // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2014. Выпуск 6 (94). С. 171-176.
- [13] Egorov, I., Morish, L. Digital approach for the solution of gearing problems. Proceedings of DETC2003 ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences, Chicago, Illinois, USA, September 2-6, 2003, p.483. DETC2003/PTG-48085.
- [14] Мэтьюз Д.Г., Финк К.Д. Численные методы. Использование MATLAB. – 3-е издание. – Издательский дом "Вильямс". 2002. . – 713 с.
- [15] Егоров И.М. Опыт моделирования изнашивания передач зацеплением.// Трибология – машиностроению: Труды XI Международной научно-технической конференции. Сборник тезисов докладов. М.:ИМАШ РАН, 2016. С. 71-73.

I. M. Egorov

INFLUENCE OF GEAR MILLING PROCESS ERRORS ON THE ACCURACY OF A SPUR GEARS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The work considers the effect of the errors of the tooth milling process on the accuracy of the gear. A mathematical model of the formation of the gear's teeth profiles has been developed by cutting edges of the instrument. The model takes into account the errors of the tool, the errors of the installation of the blank and the tool on the milling machine, and the error of the kinematic chain of indexing motion. To find the function of kinematic error proposed a model of meshing of the gear with a measuring gear. The software developed can be used to assess the impact of the errors of the milling process on the kinematic accuracy on the gear. With the specified precision of the gear, this program allows you to assign the required accuracy of the machine and tool

Key words: modeling of tooth milling, kinematic error, set of tooth profile points, shoulder of profile's normal, shoulder of profile's tangent

REFERENCES

- [1] Manufacture of gears: Reference book // Kalashnikov S. N., Kalashnikov A. S., Kogan G. I. et al.; under total. Ed. by Taitis B. A.-3rd ed., reprint. and supplement. - M.: Mechanical Engineering. 1990 – - 464 p.
- [2] Gearing: Reference book // Ginzburg E. G., Golovanov N. F., Firun N. B., Halebsky N. T.; under the total. Ed. Ginzburg E. G.-2nd ed., reprint. and supplement-L.: Mechanical Engineering. 1980 – - 416 p.
- [3] Litvin F. L. Theory of toothed gearing. - M.: Nauka. 1968. – 584 p.
- [4] Litvin, F.L., 2004. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press: p. 800.
- [5] Radzevich, S.P., 2018. Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis. CRC Press, 2nd edition: p. 934.
- [6] Babichev D.T., Lebedev S.Y., Babichev D.A. Basics of designing cylindrical gears during the initial synthesis of the optimal gearing line in the end section / Modern mechanical engineering: Science and education / - SPb .: Polytechnical Publishing House. University, 2018. p. 681-692. ISSN 2223-0807.
- [7] Lyashkov A. A. Geometric and computer modeling of the main objects of forming technical products // Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation, rocket and power engineering. 2017. Vol. 1, no. 2. p. 9-16.
- [8] Dimitriou V et Antoniadis A. CAD-based simulation of the hobbing process for the manufacturing of spur and helical gears , Int. J. Adv. Manuf. Technol., 2009, vol. 41, no 34, p. 347-357.
- [9] Tapoglou, N., Mammias, A. and Antoniadis, A. (2013) ‘Influence of machining data on developed cutting forces in gear hobbing’, Int. J. Machining and Machinability of Materials, Vol. 14, No. 1, pp.66–76.
- [10] Bruevich N. G. Accuracy of mechanisms M.; L.: GITTL, 1946. 332 p.
- [11] Litvin F. L. Design of mechanisms and parts of devices. - Leningrad: Mashinostroenie, 1973 .— 695 p
- [12] Egorov I. M., Aleksanin S. A., Fedosovsky M. E., Kryazheva N. P. Mathematical modeling of manufacturing errors of elements of a planetary gear pinion transmission. // Scientific and Technical Bulletin of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2014. Issue 6 (94). pp. 171-176.
- [13] Egorov, I., Morish, L. Digital approach for the solution of gearing problems. Proceedings of DETC2003 ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences, Chicago, Illinois, USA, September 2-6, 2003, p.483. DETC2003/PTG-48085.
- [14] Mathews D. G, Fink K. D. Numerical methods. Using MATLAB – - 3rd edition. - Williams Publishing House. 2002. – 713 p.

- [15] Egorov I. M. Experience in modeling gear wear by gearing. // Tribologiya-mashinostroeniye: Proceedings of the XI International Scientific and Technical Conference. Collection of abstracts. Moscow: IMASH RAS, 2016. pp. 71-73.

УДК 621.01

В. И. Каразин¹, Д.П. Козликин², А.В. Хисамов³, И.О. Хлебосолов⁴

СПОСОБ УВЕЛИЧЕНИЯ ДИСКРЕТНОСТИ ЗАДАНИЯ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ В ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ЦЕНТРИФУГАХ НА БАЗЕ ПРИВОДА SEW-EURODRIVE



¹Владимир Игоревич Каразин, д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: tmm-russia@mail.ru



²Денис Петрович Козликин, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: kozlikindenis@gmail.com



³Андрей Владимирович Хисамов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: andrey@k-digital.ru



⁴Игорь Олегович Хлебосолов, к.т.н., доцент
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)297-4845, E-mail: khlebosolov@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы увеличения дискретности задания скорости вращения в испытательных центрифугах. На примере лабораторного стенда на базе SEW-EURODRIVE MOVIDRIVE MDX61B проведено экспериментальное подтверждение возможности увеличения дискретности сверх ограниченной разрядностью контроллера. Приведен расчет погрешности для отдельных значений скорости вращения.

Рассматриваемый способ показал возможность увеличения дискретности в 20 раз с сохранением точностных характеристик на примере лабораторного центробежного стенда. Данный способ может быть использован для увеличения дискретности задания и в иных системах с электродвигателем.

Ключевые слова: дискретность, центрифуга, испытательное оборудование, точность поддержания, скорость вращения, SEW-EURODRIVE, MOVIDRIVE, MDX61B, IPOS, электродвигатель, частотный преобразователь.

Введение

Одни из основных критериев оценки качества изделия является его соответствие техническим характеристикам и пригодностью к эксплуатации в требуемых условиях. Для подтверждения этого соответствия проводят испытания готового изделия на различном испытательном оборудовании [1]. Испытания на устойчивость к линейным перегрузкам часто проводят на таких установках как ударные стенды [2,3,4], центрифуги [5,6] и вибрационные стенды [7].

Остановимся на центробежных стендах. Они позволяют воспроизводить высокие линейные ускорения в ограниченном пространстве. За счет этого их распространение в испытательном оборудовании достаточно велико. Поэтому решение задачи точного соответствия требуемым характеристикам является важной составляющей проектирования в таких системах.

Центрифуга как средство воспроизведения нормированного линейного ускорения использует зависимость, где воспроизводимый параметр (ускорение) определяется уравнением [6]:

$$a = \omega^2 \cdot r \quad , \quad (1)$$

где: ω - угловая скорость ротора центрифуги; r - расстояние от оси вращения ротора центрифуги до точки положения центра масс испытываемого прибора [2].

Таким образом, важным требованием технического задания к электромеханическим системам является точность поддержания заданной скорости вращения. В цифровых системах эта характеристика зависит, в том числе и от дискретности вводимого значения. Рассмотрим пример центробежного стенда на базе SEW-EURODRIVE MOVIDRIVE MDX61B. Принципиальная схема регулирования приведена на рисунке 1 [8]:

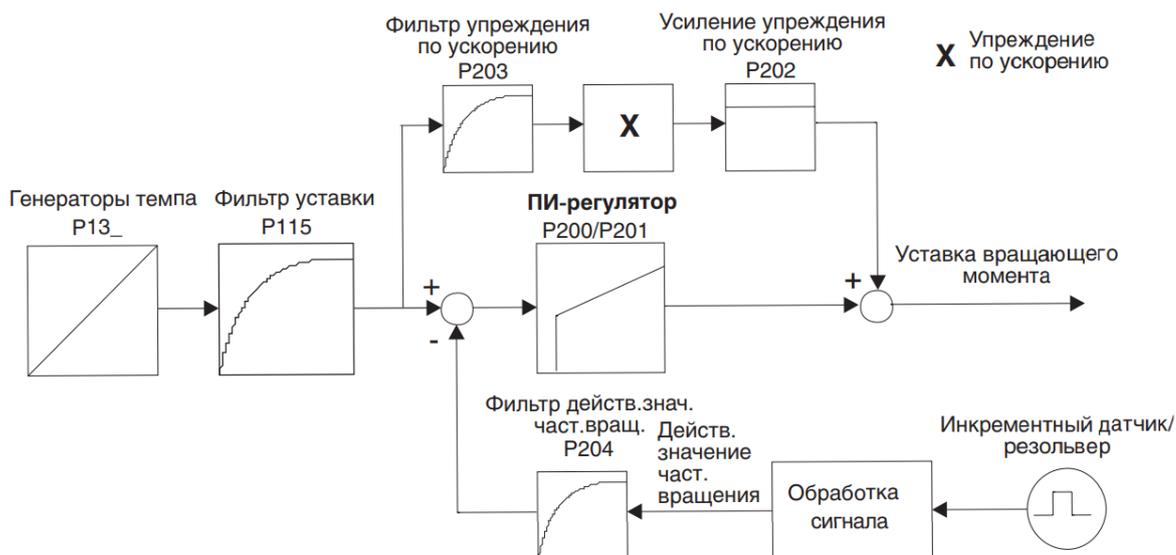


Рис. 1. Принципиальная схема встроенного регулятора MOVIDRIVE MDX61B

Цифровой регулятор скорости позволяет установить заданную скорость вращения с дискретностью 0,2 об./мин. Если требуется большая дискретность, то требуется выбрать иной частотный преобразователь или использовать внешнюю систему управления [9].

В силу различных обстоятельств, требование к более точному заданию скорости вращения может возникнуть к уже имеющемуся изделию. Такая ситуация не редкость в процессе доработки центрифуги или при смене испытуемого объекта. Традиционно в таких ситуациях дополняют систему внешним контуром управления. Тем не менее, в ряде случаев есть возможность устанавливать задание с высокой точностью без серьезной модификации всей системы. Рассмотрим пример решения такой задачи без принципиального усложнения системы.

Усреднение регулирования

В силу устройства большинства систем практически не удастся достичь высоких точностей мгновенного воспроизведения скорости. Двигатель всегда вращается чуть медленнее или чуть быстрее, а регулятор контролирует соответственно ускорение и замедление [10]. Помимо естественного колебания мгновенной скорости вращения можно искусственно указывать различные значения скорости: одно больше требуемого, другое – менее. Если попеременно менять управляющее воздействие (уставку задания), можно получить среднюю скорость вращения, лежащую между двумя изменяемыми значениями. Это может помочь, когда требуется увеличить дискретность задания.

Например, система позволяет устанавливать скорость вращения в целых оборотах, а техническое задание требует устанавливать задаваемое

значение с точностью 0,5 об./мин. При равномерном попеременном изменении уставки скорости на значения 62 об./мин. и 63 об./мин. средняя скорость вращения будет составлять 62,5 об./мин. График изменения скорости такого движения приведен на Рисунке 2:

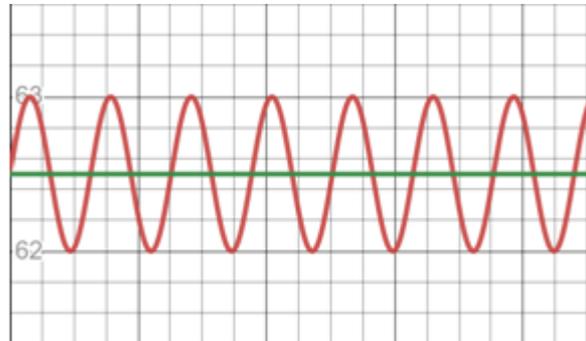


Рис. 2. График мгновенной скорости вращения и средней скорости вращения за оборот

В примере выше, средняя скорость делит амплитуду ровно пополам при условии, что каждое из воздействий подается одинаковое время. Если одно из воздействий будет длиться в два раза дольше другого, то средняя скорость будет смещена в сторону значения задаваемой скорости с более длительным воздействием. Меняя соотношение длительности двух задающих значений можно получить высокую дискретность средней скорости за оборот. На практике такой способ не подходит, поскольку, несмотря на то, что средняя скорость за оборот является удобной для сравнения характеристикой системы, при проведении испытаний может требоваться точное воспроизведение нагрузки без существенных колебаний мгновенной скорости.

При составлении технического задания к разрабатываемой системе будет указано требование, ограничивающее максимальное отклонение мгновенной скорости от заданного значения. Даже если максимальное отклонение не будет указано отдельным пунктом технического задания, оно будет учитываться в расчете погрешности.

Тем не менее, этот способ помогает наглядно понять, что можно сделать для увеличения дискретности. Если уменьшить амплитуду, то можно получить требуемое значение средней скорости с малым отклонением, допустимым по техническому заданию. В приведенном выше примере мы говорим, что дискретность задания составляет 1 об./мин. Из этого следует, что уменьшить амплитуду следуя имеющейся логике системы управления - нельзя. Но если обратиться не к условному примеру, а конкретной технической реализации, то в некоторых случаях возможность находится.

Упомянутый ранее частотный преобразователь MOVIDRIVE MDX61B при определенных настройках фильтров и при высокой скорости

изменения входного воздействия не успевает воспроизвести задаваемое значение до поступления нового задания. То есть двигателю необходимо начать торможение еще до того как он достиг заданной предыдущей уставкой скорости. За счет постоянного изменения управляющего воздействия двигатель каждый раз не будет достигать максимальных значений задаваемой скорости, и амплитуда мгновенной скорости будет небольшой. Таким образом, отклонение мгновенной скорости от заданной уменьшится. Это позволит воспроизвести требуемую среднюю скорость с невысоким отклонением мгновенной скорости. Наглядный пример приведен на рисунке 3:

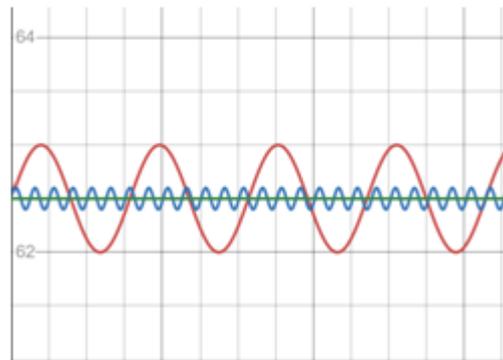


Рис. 3. График мгновенной скорости вращения и средней скорости вращения за оборот при увеличении частоты изменения задания

Следует учесть, что при этом мощность двигателя должна быть достаточной для быстрого изменения движения, то есть двигатель должен быть подобран с достаточным запасом по мощности или нагрузка должна фактически отсутствовать относительно расчетной.

Рассмотрим пример системы на базе лабораторного стенда со следующими требованиями:

Дискретность задания: 0,01 об./мин.

Точность воспроизведения: 0,025%

Расчет погрешности

Для проверки работы метода будем использовать следующую формулу расчета суммарной относительной погрешности воспроизведения линейного ускорения [11]:

$$\delta_{aj} = \pm U_H \sqrt{\left(2 \cdot S_{(\bar{T})_j}\right)^2 + \left(\frac{\delta_R}{\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{\delta_a}{\sqrt{3}}\right)^2}, \quad (2)$$

где:

U_H – квантиль нормального распределения (при доверительной вероятности $P=0,95$); $U_H = 1,96$;

$S_{(\bar{T})_j}$ – относительное среднеквадратичное отклонение (СКО) периода вращения ротора на заданной угловой скорости;

δ_R – относительная погрешность измерений радиуса ротора;
 $\delta_R = 0,009453$;

δ_a – относительное отклонение среднего измеренного значения ускорения от расчетного.

Для расчета среднеквадратичного отклонения периода используется формула:

$$S_{(\bar{T})_j} = \frac{1}{\bar{T}} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}{n - 1}} \cdot 100 \quad , \quad (3)$$

где:

\bar{T} – среднее арифметическое значение длительности периода вращения ротора на заданной угловой скорости;

T_i – период вращения ротора в i -ой точке;

n – количество измерений; $n = 30$.

Для расчета относительного отклонения среднего измеренного значения от расчетного используется формула:

$$\delta_a = \frac{a_0 - a_{\text{ср}}}{a_0} \cdot 100 \quad , \quad (4)$$

где:

a_0 – расчетное значение ускорения;

$a_{\text{ср}}$ – среднее измеренное значение ускорения.

Техническая реализация

Для того, что бы частотный преобразователь не успевал обрабатывать полностью установку скорости, необходимо менять задание очень быстро. Не все способы подключения обладают достаточной быстротой обмена данными. Например, традиционный для подключения к MDX61B протокол RS-485 может работать на максимальной скорости 57,6 Кбит/с. Этого недостаточно для быстрой смены задания. Более скоростные протоколы, например, EtherCAT, возможно, будут достаточны по скорости обмена данными, но возникает риск задержки на этапе обработки входящих датаграмм.

Для гарантированно быстрого изменения задания возможно менять уставку средствами встроенного в частотный преобразователь контроллера. Контроллер IPOS в MDX61B позволяет записать в свою память программу, которая будет выполняться наравне с прочими задачами преобразователя. Таким образом, смена задания происходит максимально быстро, вплоть до нескольких тактов работы преобразователя. Попытка менять значения каждый такт (для равномерного распределения в случае задания скорости с десятичным значением 0,5) не увенчалась успехом, так как на такой скорости происходит пропуск получения уставки контроллером.

Логичным предположением является то, что для получения нужной средней скорости требуется обеспечение задержек установки скорости эквивалентных соотношению средней скорости к нижнему и верхнему значению [12, 13]. Следуя этой логике, было бы достаточно использовать программную паузу (sleep или delay) нужной длительности. Как показали эксперименты, для получения нужного соотношения иногда приходится использовать слишком длительные временные интервалы, которые выходили за рамки допустимых для быстрой смены задания. Более того, даже при равномерном распределении и паузе в 1 мкс, непосредственно вызов функции занимает избыточное время.

По этой причине задержки необходимо обеспечивать естественным путем. Достаточно быстрыми операциями, отвечающие требованиям быстродействия, но, тем не менее, способные обеспечить требуемые соотношения задержек, являются простые математические операции. К сожалению, их набор приходится подбирать экспериментально для каждого десятичного значения между 0,01-0,09 об./мин. Поскольку (несмотря на документацию к IPOS) штатная дискретность задания скорости вращения составляет 0,2 об./мин., требуется подбирать значения дважды - в зависимости от четности числа в первом знаке после запятой. Таким образом, было получено 19 отдельных функций для обеспечения всех требуемых задержек. Каждая из функций работает по следующему шаблону:

1. Дать задание верхней границы.
2. Задержка 1, обеспеченная выполнением математических операций и операций присваивания.
3. Дать задание нижней границы.
4. Задержка 2, обеспеченная выполнением математических операций и операций присваивания.

Поскольку IPOS-программа должна быть максимально простой, вся подготовительная работа по выбору нужной функции выполняется на

внешнем операторском ПК, которые задает нужные параметры, заполняя IPOS-переменные посредством протокола MoviLink. После входа в нужную функцию IPOS-программа работает в непрерывном цикле. В случае, если требуется переменное движение, то для обеспечения изменения значения скорости подается команду на остановку и повторный запуск IPOS-программы.

Среди передаваемых в IPOS-программу значений выделяются следующие:

- N137 = {0|1} - требуется ли работа с переменными скоростями или требуемое значение скорости кратно штатной дискретности в 0,2 об./мин.
- N135 = {float} - значение верхней границы – это же значение является целевым для режима работы без переменных скоростей
- N136 = {float} - значение нижней границы
- N138 – {0|1} - четность первого числа после запятой в заданной скорости
- N139 = {int} - второе число после запятой в задании скорости

Алгоритм работы IPOS программы показан на Рисунке 4:

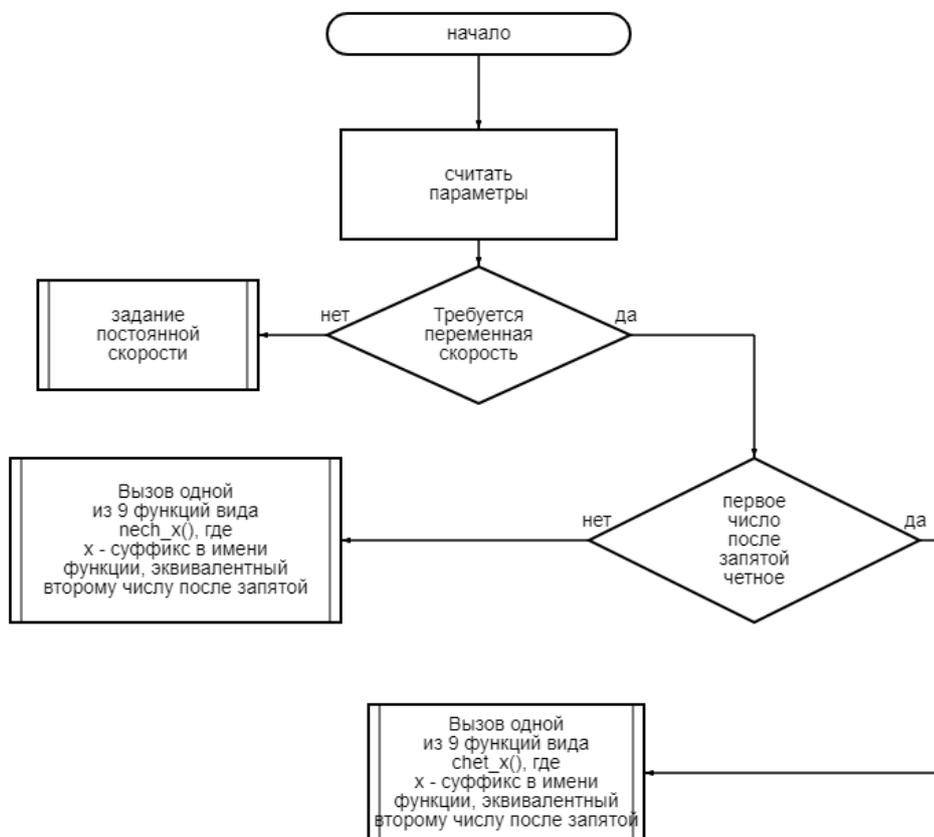


Рис. 4. Блок-схема работы алгоритма IPOS-программы

Пример организации задержки изменения скорости вращения для одной из функций приведен ниже:

```
nech_2()
{
    while(1)
    {
        _SetSys( SS_N11,H1 );
        H3=2;
        H4=H3*2;
        _SetSys( SS_N11,H2 );
        H3=H3*2;
        H4=H4+H3;
        H3=H4+1;
        H3=H3+1+1+1+2;
    }
}
```

Как видно из примера, задержку обеспечивают только арифметические операции и операции присваивания. Код написан на реализации языка Си для IPOS.

Экспериментальное подтверждение

На базе лабораторного стенда были проведены эксперименты для всех вариантов возможных дробных значений задания скорости. Целочисленная часть значения скорости менялась для обеспечения проверки на всем диапазоне требуемых значений 60-600 об./мин. Для каждого из значений скорости снималось 30 показаний со случайной выборкой. На всем диапазоне испытаний удалось уложиться в погрешность 0,025%.

Основные элементы лабораторного испытательного стенда:

- Асинхронный электродвигатель DRL225S4/FF/TF/EG7S/V
- Частотный преобразователь MDX61B-0900-503-4-OT
- Инкрементный энкодер ЛИР-290А и формирователь ЛИР-960, число меток на оборот: 1024
- Частотомер GFC-8131H

Основные параметры системы управления, которые важны для корректной работы метода:

- $P115 = 0$ – убираем фильтрацию входного сигнала
- $P200 = 26.2$ – увеличиваем жесткость регулирования за счет коэффициента усиления
- $P201 = 0.04$ – увеличиваем жесткость регулирования за счет константы времени
- $P202 = 5$ – усиливаем первоначальное воздействие в момент изменения задания
- $P203 = 0.0042$ – уменьшаем фильтр для воздействия в момент изменения задания
- $P204 = 0$ – убираем фильтрацию обратной связи
- $P700 = VFC$ n-control – устанавливаем режим управления VFC

Следует учесть, что подбор параметров зависит от двигателя и возложенной на него нагрузки и приведены справочно для имеющегося лабораторного стенда. На ином оборудовании значения будут иными. Важной закономерностью является жесткое управление ($P200$) и совсем незначительная фильтрация входных значений и данных обратной связи.

Пример снятых показаний для заданной скорости 60,27 об./мин. приведен в Таблице 1:

Таблица 1. Пример показаний

	Скорость вращения, об./мин.	Частота, Гц	Период, с
1	60,26994	1028,607	0,000972188601
2	60,26971	1028,603	0,000972192381
3	60,27059	1028,618	0,000972178204
4	60,26953	1028,6	0,000972195217
5	60,27059	1028,618	0,000972178204
6	60,271	1028,625	0,000972171588
7	60,2693	1028,596	0,000972198997
8	60,26971	1028,603	0,000972192381
9	60,27012	1028,61	0,000972185765
10	60,27	1028,608	0,000972187656
11	60,26965	1028,602	0,000972193326
12	60,27088	1028,623	0,000972173479
13	60,27006	1028,609	0,000972186710
14	60,26988	1028,606	0,000972189546
15	60,27135	1028,631	0,000972165918
16	60,26977	1028,604	0,000972191436
17	60,26754	1028,566	0,000972227353
18	60,26871	1028,586	0,000972208449
19	60,27486	1028,691	0,000972109215
20	60,26959	1028,601	0,000972194272

21	60,27105	1028,626	0,000972170643
22	60,27129	1028,63	0,000972166863
23	60,27012	1028,61	0,000972185765
24	60,27275	1028,655	0,000972143236
25	60,26818	1028,577	0,000972216956
26	60,27	1028,608	0,000972187656
27	60,26912	1028,593	0,000972201833
28	60,26918	1028,594	0,000972200888
29	60,26971	1028,603	0,000972192381
30	60,27217	1028,645	0,000972152686
Среднее	60,27021	1028,6116	0,000972184254

Суммарная погрешность для данных измерений составила 0,014%.

Примеры суммарных погрешностей для различных скоростей приведены в Таблице 2:

Таблица 2. Пример полученных погрешностей

Скорость, об./мин.	60,11	60,21	60,23	60,27	60,28	120,25	300,21	450,45	599,75
Погрешность, %	0,015	0,021	0,017	0,013	0,019	0,015	0,011	0,007	0,013

Заключение

Данный пример показывает, как с незначительными программными изменениями можно существенно улучшить характеристики системы без внесения изменений в конструкцию установки. Дискретность задания была увеличена в 20 раз при сохранении точностных характеристик воспроизведения задания.

Следует учесть, что данные значения получены на стенде, который базируется на двигателе с избыточной мощностью. Если система не имеет запаса по мощности, суммарная погрешность может быть выше из-за больших значений СКО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] 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.

- [2] Shtreker, D.S., Popov, A.N., Reshetov, D.V., Utkin, G.A. The measurement of deformation of elastic shapers of various stiffness and assessment of the influence of shaper deformation on the parameters of the shock pulse. 2021. *Journal of Physics: Conference Series*, 1753 (1).
- [3] Polishchuck, M.N., Popov, A.N., Vasiliev, A.K., Reshetov, D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. 2021. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 219-230.
- [4] Popov, A.N., Vasiliev, A.K., Shtreker, D.S., Reshetov, D.V., Bryanskiy, A.A. Shock machines for testing Arctic robotics. 2020. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 539 (1)
- [5] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y. Test centrifuge arrangement analysis. 2019. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 139-151.
- [6] Karazin, V.I., Karazina, A.V., Kozlikin, D.P., Koshkin, A.V., Khisamov, A.V. Research on Possibilities of Reaching Ultra-Low Speeds on Centrifugal Workbenches, and Selection of System Components. 2020. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 93-101.
- [7] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism. 2021. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 163-172
- [8] Системное руководство. Приводные преобразователи MOVIDRIVE MDX60B/61B. – 2005. SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG.
- [9] Weiss C.H., Testik M.C., Homburg A. On the design of Shewhart control charts for count time series under estimation uncertainty. 2021. *Computers and Industrial Engineering*. Vol. 157.
- [10] Lu, J., Xie, H., Hu, L., Yang, H., Chen, Y. Variable-parameter feedforward control for centrifuge shaking table based on nonlinear frequency characteristic model. 2021. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. 161
- [11] Ren, S.-Q., Liu, Q.-B., Zeng, M., Wang, C.-H.. 2020. Calibration Method of Accelerometer's High-Order Error Model Coefficients on Precision Centrifuge. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. Vol. 69(5), pp. 2277-2286
- [12] Zayed, M., Ebeido, A., Prabhakaran, A., Kim, K., Qiu, Z., Elgamal, A. Shake table testing: A high-resolution vertical accelerometer array for tracking shear wave velocity. 2021. *Geotechnical Testing Journal*. Vol. 4, Issue 44.
- [13] Zhou, H., Xu, H., Yang, P., Zheng, G., Liu, X., Zhang, W., Zhao, J., Yu, X. Centrifuge and numerical modelling of the seismic response of tunnels in two-layered soils. 2021. *Tunnelling and Underground Space Technology*. Vol. 113

A WAY TO INCREASE THE SPEED DISCRETENESS IN TEST CENTRIFUGES BASED ON THE SEW-EURODRIVE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the issues of increasing the discreteness of rotation speed setting in test centrifuges. On the example of a laboratory bench based on SEW-EURODRIVE MOVIDRIVE MDX61B, an experimental confirmation of the possibility of increasing the discreteness beyond the limited digit capacity of the controller is presented. The calculation of the error for the individual speeds is shown. This method shows that it is possible to increase the resolution up to 20 times without losing precision. In the article the example of laboratory centrifugal stand is considered, but the method can be used to increase the discreteness of setting and other systems with an electric motor.

Key words: Discreteness, centrifuge, test equipment, accuracy, speed, SEW-EURODRIVE, MOVIDRIVE, MDX61B, IPOS, electric motor, frequency inverter.

REFERENCES

- [1] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khlebosolov, I.O. Reproduction of motion parameters on rotary test benches. 2003. Theory of Mechanisms and Machines. Vol.1, № 1. pp. 92–96. (rus)
- [2] Shtreker, D.S., Popov, A.N., Reshetov, D.V., Utkin, G.A. The measurement of deformation of elastic shapers of various stiffness and assessment of the influence of shaper deformation on the parameters of the shock pulse. 2021. Journal of Physics: Conference Series, 1753 (1).
- [3] Polishchuck, M.N., Popov, A.N., Vasiliev, A.K., Reshetov, D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 219-230.
- [4] Popov, A.N., Vasiliev, A.K., Shtreker, D.S., Reshetov, D.V., Bryanskiy, A.A. Shock machines for testing Arctic robotics. 2020. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 539 (1)
- [5] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y. Test centrifuge arrangement analysis. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 139-151.

- [6] Karazin, V.I., Karazina, A.V., Kozlikin, D.P., Koshkin, A.V., Khisamov, A.V. Research on Possibilities of Reaching Ultra-Low Speeds on Centrifugal Workbenches, and Selection of System Components. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 93-101.
- [7] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism. 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 163-172
- [8] Системное руководство. Приводные преобразователи MOVIDRIVE MDX60B/61B. – 2005. SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG.
- [9] Weiss C.H., Testik M.C., Homburg A. On the design of Shewhart control charts for count time series under estimation uncertainty. 2021. Computers and Industrial Engineering. Vol. 157.
- [10] Lu, J., Xie, H., Hu, L., Yang, H., Chen, Y. Variable-parameter feedforward control for centrifuge shaking table based on nonlinear frequency characteristic model. 2021. Mechanical Systems and Signal Processing. Vol. 161
- [11] Ren, S.-Q., Liu, Q.-B., Zeng, M., Wang, C.-H.. 2020. Calibration Method of Accelerometer's High-Order Error Model Coefficients on Precision Centrifuge. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. Vol. 69(5), pp. 2277-2286
- [12] Zayed, M., Ebeido, A., Prabhakaran, A., Kim, K., Qiu, Z., Elgamal, A. Shake table testing: A high-resolution vertical accelerometer array for tracking shear wave velocity. 2021. Geotechnical Testing Journal. Vol. 4, Issue 44.
- [13] Zhou, H., Xu, H., Yang, P., Zheng, G., Liu, X., Zhang, W., Zhao, J., Yu, X. Centrifuge and numerical modelling of the seismic response of tunnels in two-layered soils. 2021. Tunnelling and Underground Space Technology. Vol. 113

УДК 621.01:004.942

В.А. Крюков¹, Ч.З. Нгуен²

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫБЕГА МАШИННОГО АГРЕГАТА С ЧЕРВЯЧНЫМ РЕДУКТОРОМ



¹Владимир Алексеевич Крюков,
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: (4872)25-46-39, E-mail: va.krukov@gmail.com.



²Чьонг Занг Нгуен,
Тульский государственный университет
Россия, Тула
Тел.: (4872)25-46-39, E-mail: giang.nguyen0607@gmail.com.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы динамического анализа машинного агрегата с червячным редуктором. Предложена математическая модель червячной передачи, учитывающая зависимость коэффициента трения от скорости скольжения. Разработана в пакете Simulink имитационная модель червячной передачи. Приведены результаты решения тестовых задач. Выявлено влияние изменения коэффициента трения и упругости звеньев на динамические процессы в машинном агрегате.

Ключевые слова: червячная передача, динамика, трение, самоторможение, имитационное моделирование.

Введение

Одним из важнейших этапов проектирования приводов машин различного отраслевого назначения является динамический анализ, позволяющий определить динамические нагрузки на детали машины, точность воспроизведения заданных законов движения и перейти к решению задач динамического синтеза. Наиболее распространенным методом решения задач динамического анализа является моделирование с

использованием современной компьютерной техники. Необходимыми этапами при этом являются разработка математической модели и необходимого программного обеспечения.

При разработке математических моделей современных быстроходных высоконагруженных машин обязательно необходимо учитывать взаимодействие основных элементов этих машин: двигателей, передаточных механизмов, рабочих машин и системы управления, а математическая модель машины будет представлять собой связанную систему уравнений, описывающих процессы различной физической природы [1-4]. Наибольшую трудность при этом составляет разработка математических моделей и моделирование систем, содержащих существенно нелинейные элементы. Типичным представителем таких элементов является червячная передача.

Нелинейность первого вида в такой передаче связана с изменением направления внутренних сил в червячной кинематической паре при изменении направления движения или направления передачи потока мощности. Соответствующая нелинейная зависимость имеет вид $F_T = k|\bar{N}|\text{sgn}(V^r)$, где F_T – сила трения; \bar{N} – сила нормальной реакции; V^r – скорость относительного движения элементов червячной пары. При больших силах трения нелинейность такого типа может привести к возникновению хорошо известного явления – самоторможения [5-7], характерного не только для червячных передач, но и ряда других механизмов [8-13]. Динамический анализ механических систем с нелинейностью такого вида [14-20] позволил выявить ряд особенностей их динамики, связанных с отсутствием или существованием нескольких решений уравнений движения.

Однако при исследовании переходных режимов движения необходимо учитывать нелинейность второго вида – существенно нелинейную зависимость коэффициента трения в зацеплении от скорости скольжения [21-24].

В работах [25-26] для составления уравнения движения с учетом изменения силы трения использовалась простейшая расчетная модель с жесткими звеньями. На основе этой модели были составлены отдельные уравнения для каждого режима, что делает затруднительным использование этих уравнений при разработке математической модели системы в целом. Для аппроксимации зависимости угла трения ρ от скорости скольжения $V_{\text{ск}}$ использовалась функция вида

$$\rho(V_{\text{ск}}) = (c + a \cdot V_{\text{ск}}^b)^{-1}, \quad (1)$$

где a, b, c – постоянные коэффициенты, зависящие от материалов деталей передачи и условий трения.

В работе [27] были проанализированы известные зависимости для аппроксимации экспериментальных данных зависимости коэффициента трения от скорости скольжения, показано, что все они имеют примерно одинаковую точность, а в работе [28] было рекомендовано использовать зависимость вида

$$k(V_{ск}) = B - C \ln(V_{ск}), \quad (2)$$

содержащую минимальное число параметров, и на этой основе разработана универсальная математическая модель червячной пары. Однако аппроксимация (2) приводит к большим погрешностям при малых скоростях скольжения, что привело к необходимости ввести дополнительную аппроксимацию для малых скоростей скольжения. Это не только усложняет разработанную на основе данной математической модели имитационную модель, но и может привести к ошибкам при переходе от одной функции к другой.

Целью данной работы является разработка универсальной математической модели червячной пары, учитывающей зависимость коэффициента трения от скорости скольжения на основе аппроксимации (1), разработка и тестирование имитационной модели червячной передачи, учитывающей её нелинейные свойства, а также динамический анализ машинного агрегата с червячной передачей в режиме выбега.

Математическая и имитационная модель червячной кинематической пары

Для составления математической модели червячной кинематической пары использовалась известная расчетная схема и общепринятые допущения [29]. В данном случае эта модель представлена зависимостями, характеризующими преобразование скоростей и моментов в червячной паре:

– передаточным отношением

$$i_{12} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (3)$$

где φ_1 – угол поворота червяка; φ_2 – угол поворота червячного колеса; ω_1, ω_2 – угловые скорости червяка и червячного колеса соответственно;

– силовой передаточной функцией, связывающей значения моментов на входе M_1 и выходе червячной пары M_2 [27],

$$M_1(M_2, \omega_1) = -M_2 \frac{d_1}{d_2} \operatorname{tg}[\gamma - k_r(M_2, \omega_1) \cdot \rho(\omega_1)], \quad (4)$$

где коэффициент режима $k_r = k_M \cdot k_\omega$; $k_M = \operatorname{sgn}(M_2)$, $k_\omega = \operatorname{sgn}(\omega_1)$; $\rho = \operatorname{arctg}(k)$ – приведенный угол трения; k – приведенный коэффициент

трения; γ – угол подъема винтовой линии.

Система уравнений (3), (4) вместе с зависимостью (1) и является универсальной математической моделью червячной пары, справедливой для всех режимов движения.

Имитационная модель червячной пары, реализующая представленную математическую модель, была разработана на основе специализированной системы автоматизации математических расчетов MATLAB фирмы The MathWorks и представляет собой дополнительный блок (рис. 1), включаемый в пакет расширения Simulink (Simulation and Link) – SimDriveline. Для создания этого блока был использован стандартный блок Simulink Embedded MATLAB Function, позволяющий воспроизводить необходимую функциональную зависимость.

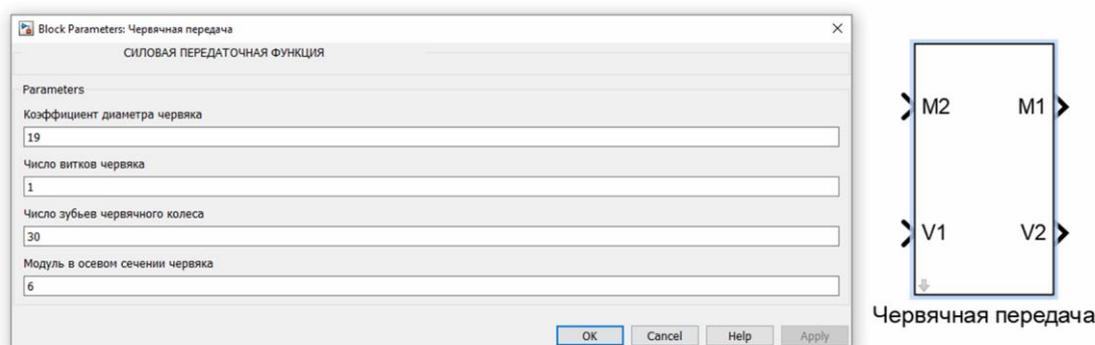


Рис. 1. Имитационная модель червячной пары и её параметры

Соответствующая функция написана на языке MATLAB:

```
function A11 = fcn(M22,Q1,Z22,ro,lamda,v11)
if (M22>=0) && (v11>0)
    A11=-M22*Q1/Z22*tan(lamda-ro*pi/180);
elseif (M22<0) && (v11>0)
    A11=-M22*Q1/Z22*tan(lamda+ro*pi/180);
elseif (M22>=0) && (v11<0)
    A11=-M22*Q1/Z22*tan(lamda+ro*pi/180);
else
    A11=-M22*Q1/Z22*tan(lamda-ro*pi/180);
end
```

На входы блока подаются: вход M2 – момент на валу червячного колеса M_2 ; вход V1 – угловая скорость червяка ω_1 . Выходные значения: выход M1 – момент на валу червяка M_1 , выход V2 – угловая скорость червячного колеса ω_2 . При настройке блока задаются постоянные геометрические параметры червячной передачи: коэффициент диаметра червяка q ; число витков червяка z_1 ; число зубьев червячного колеса z_2 ; модуль в осевом сечении червяка m .

Для тестирования разработанного блока, моделирующего червячную пару, была использована простейшая двухмассная расчетная модель с

жесткими звеньями (рис. 2, а). Система состоит из: двигателя М (M_0 – движущий момент; J_M – момент инерции ротора двигателя; ω_1 – угловая скорость вала двигателя); рабочей машины роторного типа РМ (M – момент сопротивления; J_{PM} – момент инерции ротора рабочей машины; ω_2 – угловая скорость вала рабочей машины) и червячной передачи (1 – червяк; 2 – червячное колесо). На основе уравнений движения подсистем (рис. 2, б), стандартных блоков Simulink и разработанного блока червячной пары была создана имитационная модель для моделирования движения рассматриваемой системы и решены две тестовые задачи – движение системы в режиме выбега при известной начальной угловой скорости червяка ω_0 .

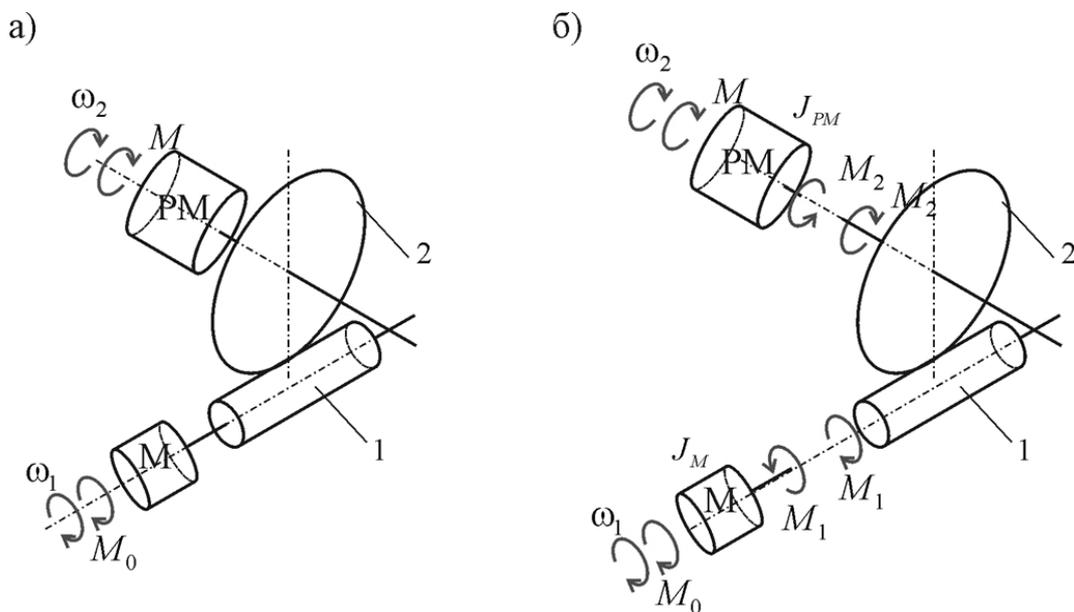


Рис. 2. Расчетная схема для решения тестовых задач

Расхождение результатов моделирования с результатами, полученными для этих задач аналитическим методом и подтвержденных экспериментально [25], не превышает 1 %, что свидетельствует об адекватности созданной имитационной модели червячной пары. Для примера на рис. 3 приведен график зависимости угловой скорости червяка ω_1 от времени t при выбега (сплошная линия – результаты, полученные при моделировании; точки – результаты, полученные при аналитическом решении). Исходные данные системы: $z_1 = 1$; $z_2 = 40$; $m = 4$; $\gamma = 3^\circ$; $J_M = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{PM} = 180 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_0 = -2 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M = -100 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\omega_0 = 50 \text{ рад/с}$.

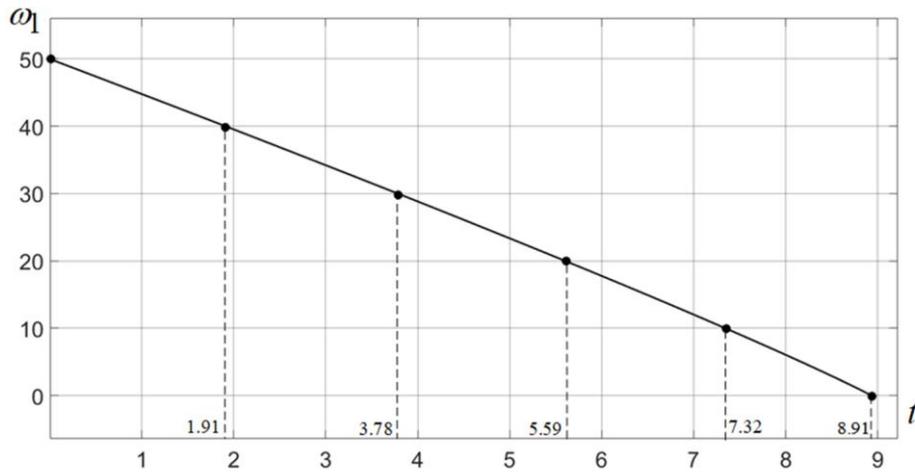


Рис. 3. Результаты решения тестовой задачи

Моделирование выбега привода с червячной передачей

Расчетная модель машинного агрегата с учетом упругости звеньев представлена на рис. 4, а.

Система состоит из: двигателя M (M_M – движущий момент; J_M – момент инерции ротора двигателя; ω_M – угловая скорость вала двигателя), рабочей машины роторного типа PM (M_{PM} – момент сопротивления; J_{PM} – момент инерции ротора рабочей машины; ω_{PM} – угловая скорость вала рабочей машины) и безинерционной червячной передачи (1 – червяк; 2 – червячное колесо). Жесткости соответствующих участков привода обозначены c и c_0 . Положительные направления моментов и угловых скоростей соответствуют показанным на рисунке.

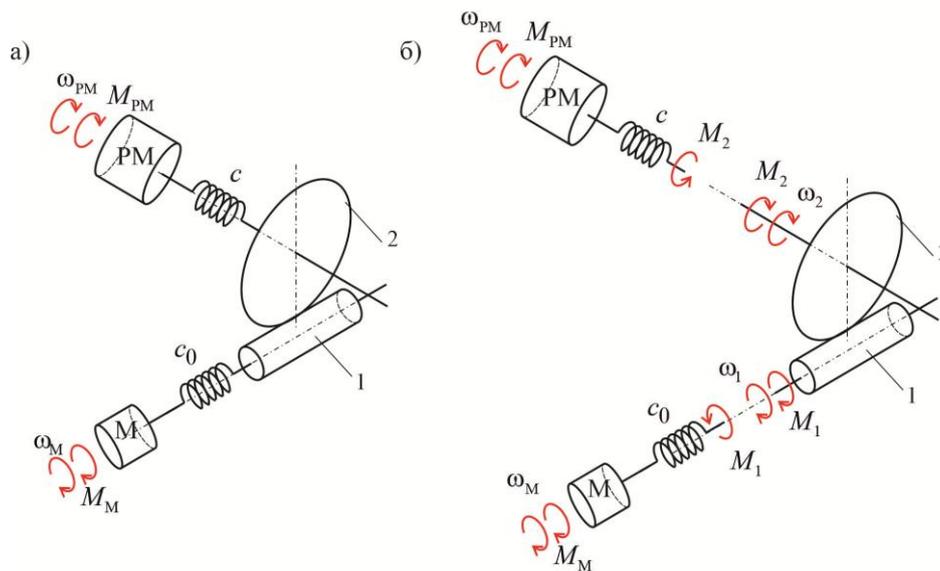


Рис. 4. Расчетная схема машинного агрегата с учетом упругости звеньев

Для составления математической модели системы разбиваем ее на отдельные подсистемы (рис. 4, б), уравнения движения которых имеют вид:

– для электродвигателя с валом:

$$J_M \ddot{\varphi}_M = M_M - M_1; \quad M_1 = -c_0(\varphi_1 - \varphi_M); \quad (5)$$

– для рабочей машины вместе с валом:

$$J_{PM} \ddot{\varphi}_{PM} = M_{PM} - M_2; \quad M_2 = -c(\varphi_2 - \varphi_{PM}). \quad (6)$$

Преобразуя (5), (6), получаем систему дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} c_0 \ddot{\varphi}_1 = \frac{c_0}{J_M} (M_M - M_1) - \ddot{M}_1; \\ c \ddot{\varphi}_2 = \frac{c}{J_{PM}} (M_{PM} - M_2) - \ddot{M}_2, \end{cases} \quad (7)$$

которые вместе с передаточным отношением (3) и силовой передаточной функцией (4) образуют замкнутую систему уравнений, являющуюся математической моделью рассматриваемой системы.

Соответствующая имитационная модель, составленная на основе этих уравнений, стандартных блоков Simulink и разработанного блока для червячной передачи, приведена на рис. 5.

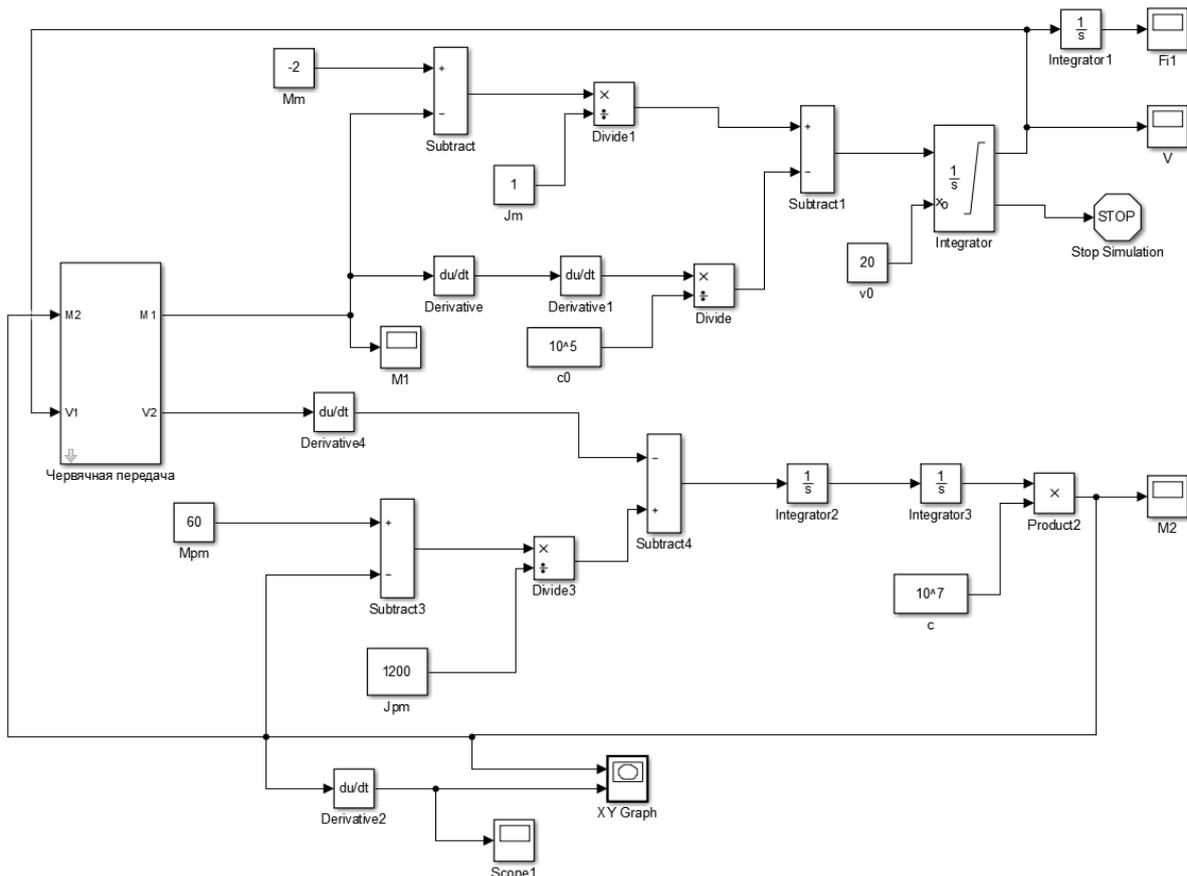


Рис. 5. Имитационная модель машинного агрегата с учетом упругости звеньев

Исходные данные для моделирования в первой тестовой задаче принимались согласно с работой [25]: ($z_1 = 1$; $z_2 = 40$; $m = 4$; $\gamma = 3^\circ$; $J_M = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{PM} = 180 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_M = -2 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{PM} = -100 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\omega_{10} = 50 \text{ рад/с}$; $c = 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $c_0 = 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$). При уменьшении скорости свойства передачи не меняются, уравнения движения имеют одно решение. Упругость звеньев практически не влияет на закон изменения угловой скорости. Однако, если считать звенья абсолютно жесткими, то модуль момента M_2 монотонно уменьшается с $77 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $68 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а при учете упругости звеньев максимальное значение модуля момента M_2 достигает значения $155 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Более интересной является вторая задача ($z_1 = 1$; $z_2 = 30$; $m = 6$; $\gamma = 3^\circ$; $J_M = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{PM} = 1200 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_M = -2 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{PM} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\omega_{10} = 20 \text{ рад/с}$; $c = 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $c_0 = 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$). В этом случае в момент времени $t = 9,19 \text{ с}$ свойства передачи меняются, решение уравнений движения отсутствует, что соответствует практически мгновенной остановке передачи. На рис. 6 приведен график изменения угловой скорости ω_1 , на рис. 7 – момента M_2 .

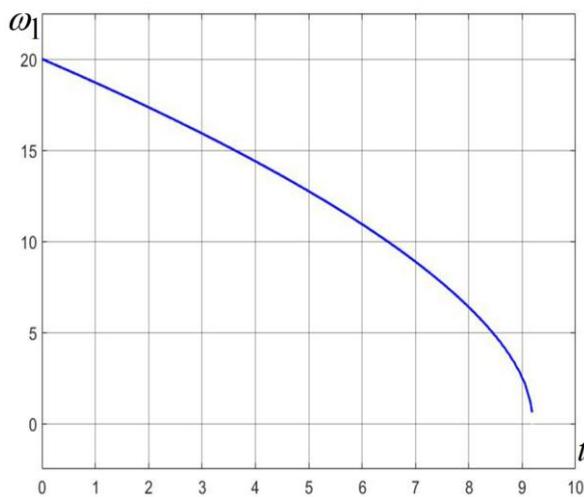


Рис. 6. График угловой скорости ω_1

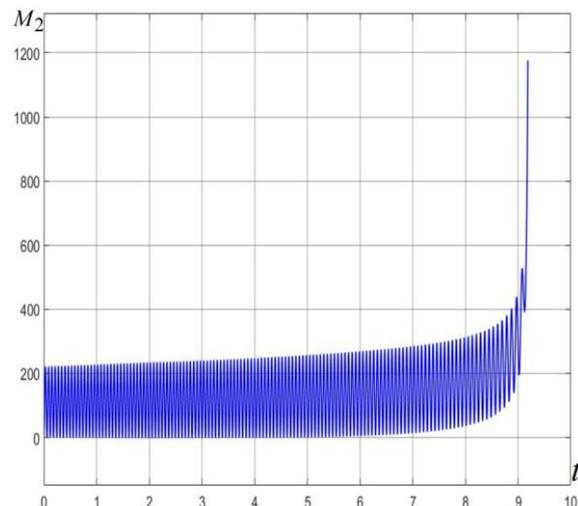


Рис. 7. График момента M_2

Наиболее наглядно это видно на фазовой траектории момента M_2 (рис. 8) – меняется вид фазовой траектории с эллипса на ветвь гиперболы, момент M_2 и его производная резко возрастают и стремятся к бесконечности, что соответствует заклиниванию передачи.

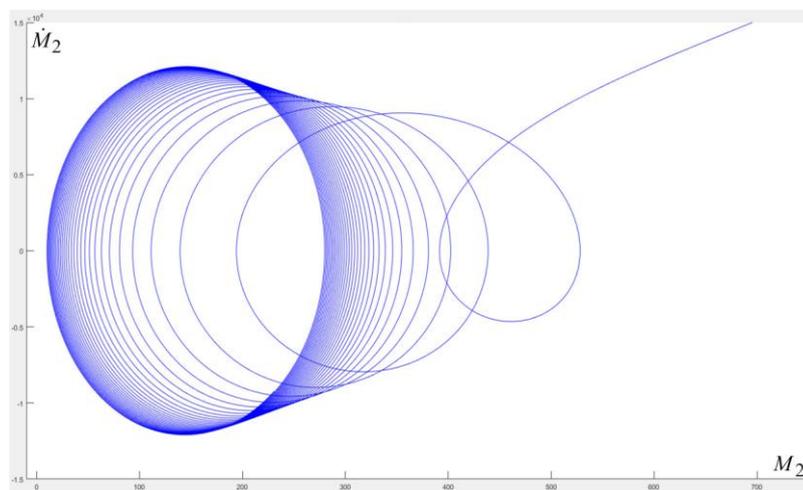


Рис. 8. Фазовая траектория момента M_2

Заключение.

В статье решается задача динамического анализа машинного агрегата, использующего в качестве передаточного механизма червячную передачу. В результате решения тестовых задач доказана адекватность созданной имитационной модели червячной кинематической пары, показана возможность изменения режима движения передачи при уменьшении скорости движения. Созданный дополнительный блок в составе пакета расширения Simulink – SimDriveline может быть использован при разработке имитационных моделей машинных агрегатов с учетом механических характеристик двигателей и рабочих машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Вульфсон И.И. Некоторые особенности влияния электропривода на динамику цикловых машин. Современное машиностроение. Наука и образование. 2017. С. 91-108.
- [2] Вульфсон И.И. Анализ чувствительности динамики цикловых механизмов к характеристикам электродвигателя. Вестник научно-технического развития. 2019. № 1 (137). С. 3-13.
- [3] Вульфсон И.И. О некоторых коррективах при оценке влияния электродвигателя на виброактивность привода технологических машин. Вестник научно-технического развития. 2017. № 2 (114). С. 11-23.
- [4] Крюков В.А., Ктиторов Д.А., Сидоров П.Г. Особенности протекания динамических процессов в нелинейных электромеханических системах. Проблемы механики современных машин: Материалы V международной конференции. Улан-Удэ: Изд-во: Восточно-

- Сибирский государственный университет технологий и управления, 2012. С. 223-226.
- [5] Jelaska D. Gears and Gear Drives. - Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2012. - 465 p.
- [6] Anh L. Xuan. Dynamics of Mechanical Systems with Coulomb Friction. - Berlin: Springer-Verlag, 2003. - 272 p.
- [7] Турпаев А.И. Самотормозящие механизмы - М.: Машиностроение, 1966. - 112 с.
- [8] Гончаров А.А. Гончаров Ан.А. Самоторможение клиновых механизмов свободного хода. Вестник машиностроения. 2016. № 2. С. 7-12.
- [9] Timofeev G.A., Panjukhin V.V., Yaminsky A.V. Self-braking criteria analysis. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. 2017. № 2 (683). P. 12-18.
- [10] Тимофеев Г.А., Панюхин В.В., Сащенко Д.В. Исследование самотормозящихся планетарных передач с одновенцовыми сателлитами. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2020. № 4. С. 44-50.
- [11] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Самоторможение плоских рычажных механизмов с вращательными кинематическими парами. Теория механизмов и машин. 2019. Т. 17. № 3 (43). С. 99-108.
- [12] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. С. 119-127.
- [13] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов. Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. С. 111-121.
- [14] Гидаспов И.А., Вейц В.Л. Динамика самотормозящихся механизмов. - Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1987. - 144 с.
- [15] Вейц В.Л., Гидаспов И.А., Царев Г.В. Динамика машинных агрегатов с самотормозящимися передачами. - Саранск: Изд-во Саратовского ун-та, 1989. - 195 с.
- [16] Крюков В.А. Исследование движения червячного привода с учетом упругости звеньев. Известия Тульского государственного университета. Серия: Машиностроение. 1998. № 4. С. 140-148.
- [17] Крюков В.А., Прейс В.В. Вынужденные колебания в приводе с червячными редукторами технологических роторных машин. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 3. С. 10-18.
- [18] Крюков В.А. Решение уравнений движения червячного привода. Известия Тульского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2002. № 7. С. 39-49.

- [19] Крюков В.А. Особенности динамики приводов автоматических роторных линий с червячными редукторами. Изв. ТулГУ. Серия: Машиностроение. 1998. Вып. 3. Ч. 2. С. 65-73.
- [20] Kryukov V.A., Preis V.V. Induced Oscillations in Worm-Gear Drives. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2019. Vol. 48. No. 3. P. 197–203.
- [21] Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет К.В. Фролов (пред.) и др. М.: Машиностроение. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. / Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др.; Под общ. ред. Л.Н. Решетова, 1995. 864 с.
- [22] Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1. 1978. 400 с.
- [23] Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. Справочное пособие. - М.: Машгиз, 1962. - 220 с.
- [24] Budinski K.G. Friction, Wear, and Erosion Atlas. - CRC Press, 2014. - 310 p.
- [25] Вейц В.Л. Динамика самотормозящихся червячных механизмов при силах трения, зависящих от скорости. Теория машин и механизмов. 1965. Вып. 105-106. С. 5-19.
- [26] Veitz V.L., Kolchin N.I., Martynenko A.M. Some questions of the dynamics of self-locking mechanisms. Journal of Mechanisms. 1969. Vol. 4. Issue 2. P. 93-104.
- [27] Крюков В.А., Ктиторов Д.А. Уточненная математическая модель червячной пары. Изв. ТулГУ. Технические науки. 2013. Вып. 10. С. 297-305.
- [28] Крюков В.А. Разработка и тестирование имитационной модели червячной передачи. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2017. № 6 (326). С. 105-113.
- [29] Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

V.A.Kryukov, T.G.Nguyen

SIMULATION OF MACHINE UNIT WITH WORM GEAR RUNDOWN

Tula State University, Russia

Abstract

The paper deals with the issues of dynamic analysis of a machine unit with a worm gear. A mathematical model of the worm gear is proposed, which takes into account the dependence of the coefficient of friction on the sliding speed.

Developed in the Simulink package is a simulation model of a worm gear. The results of solving test problems are presented. The influence of changes in the coefficient of friction and elasticity of the links on the dynamic processes in the machine unit is revealed.

Key words: worm gear, dynamics, friction, self-braking, simulation.

REFERENCES

- [1] Wulfson I.I. Some features of the influence of electric drive on the dynamics of cyclic machines. *Modern mechanical engineering: Science and education*. 2017. pp. 91-108. (rus.)
- [2] Wulfson I.I. Analysis of the sensitivity of the dynamics of cyclic mechanisms to the characteristics of the electric motor. *Bulletin of scientific and technical development*. 2019. No 1 (137). pp. 3-13. (rus.)
- [3] Wulfson I.I. On some adjustments in the assessment of the influence of the electric motor on the vibration activity of the drive of technological machines. *Bulletin of scientific and technical development*. 2017. No 2 (114). pp. 11-23. (rus.)
- [4] Krukov V.A., Ktitorov D.A., Sidorov P.G. Features of dynamic processes in nonlinear electromechanical systems. *Problems of mechanics of modern machines: Proceedings of the V International Conference*. Ulan-Ude: Publishing house: East Siberian State University of Technology and Management, 2012. pp. 223-226. (rus.)
- [5] Jelaska D. *Gears and Gear Drives*. - Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2012. - 465 p.
- [6] Anh L. Xuan. *Dynamics of Mechanical Systems with Coulomb Friction*. - Berlin: Springer-Verlag, 2003. - 272 p.
- [7] Turpaev A.I. *Self-braking mechanisms*. - M.: Mashinostroenie, 1966. - 112 p. (rus.)
- [8] Goncharov A.A. Goncharov An.A. Self-braking of free-running wedge mechanisms. *Bulletin of Mechanical Engineering*. 2016. No 2. pp. 7-12. (rus.)
- [9] Timofeev G.A., Panjukhin V.V., Yaminsky A.V. Self-braking criteria analysis. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2017. № 2 (683). pp. 12-18.
- [10] Timofeev G.A., Panyukhin V.V., Sashchenko D.V. Investigation of self-braking planetary gears with single-ring satellites. *Problems of mechanical engineering and machine reliability*. 2020. No 4. pp. 44-50. (rus.)
- [11] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Self-braking of flat lever mechanisms with rotational kinematic pairs. *Theory of mechanisms and machines*. 2019. Vol. 17. No 3 (43). pp. 99-108. (rus.)

- [12] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. C. 119-127.
- [13] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Analysis of the effect of self-braking of lever mechanisms. Modern mechanical engineering. Science and education. 2018. pp. 111-121. (rus.)
- [14] Gidasov I.A., Veits V.L. Dynamics of self-braking mechanisms. - L.: Publishing house of the Leningrad University, 1987. - 144 p. (rus.)
- [15] Veits V.L., Gidasov I.A., Tsarev G.V. Dynamics of machine units with self-braking gears. - Saransk: Publishing house of the Saratov University, 1989. - 195 p. (rus.)
- [16] Krukov V.A. Investigation of the movement of the worm drive taking into account the elasticity of the links. Proceedings of the Tula State University. Series: Mechanical engineering. 1998. No 4. pp. 140-148. (rus.)
- [17] Kryukov V.A., Preis V.V. Forced oscillations in the drive with worm gearboxes of technological rotary machines. Problems of mechanical engineering and machine reliability. 2019. No 3. pp. 10-18. (rus.)
- [18] Krukov V. A. Solution of the equations of motion of the worm drive. Proceedings of the Tula State University. Series: Mechanical engineering. 2002. No 7. pp. 39-49. (rus.)
- [19] Krukov V.A. Features of dynamics of drives of automatic rotary lines with worm gearboxes. Proceedings TulSU. Mechanical engineering. 1998. Issue 3. Part 2. pp. 65-73. (rus.)
- [20] Kryukov V.A., Preis V.V. Induced Oscillations in Worm-Gear Drives. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2019. Vol. 48. No. 3. P. 197–203.
- [21] Mechanical engineering. Encyclopedia / Ed. sovet K.V. Frolov (pred.) and others. M.: Mashinostroenie. Vol. IV-1. Machine parts. Structural strength. Friction, wear, lubrication . /D.N. Reshetov, A.P. Gusenkov, Yu.N. Drozdov, etc.; Under the general editorship of L.N. Reshetov, 1995. 864 p. (rus.)
- [22] Friction, wear and lubrication: A reference guide. In 2 books. / Ed. by I.V. Kragelsky, V.V. Alisin. M.: Mashinostroenie, 1978. Book 1. 1978. 400 p. (rus.)
- [23] Kragelsky I.V., Vinogradova I.E. Coefficients of friction. Reference manual. - M.: Mashgiz, 1962. - 220 p. (rus.)
- [24] Budinski K.G. Friction, Wear, and Erosion Atlas. - CRC Press, 2014. - 310 p.
- [25] Weitz V.L. Dynamics of self-braking worm mechanisms at friction forces depending on the speed. Theory of machines and mechanisms. 1965. Issue 105-106. pp. 5-19. (rus.)

- [26] Veitz V.L., Kolchin N.I., Martynenko A.M. Some questions of the dynamics of self-locking mechanisms. *Journal of Mechanisms*. 1969. Vol. 4. Issue 2. P. 93-104.
- [27] Krukov V.A., Ktitorov D.A. Refined mathematical model of a worm pair. *Proceedings of TulSU. Mechanical engineering*. 2013. Issue 10. pp. 297-305. (rus.)
- [28] Krukov V.A. Development and testing of a worm gear simulation model. *Fundamental and applied problems of engineering and technology*. 2017. No 6 (326). pp. 105-113. (rus.)
- [29] Artobolevsky I.I. *Theory of mechanisms and machines*. - M.: Nauka, 1988. – 640 p. (rus.)

УДК 621.01

Ю. А. Семенов¹, Н.С.Семенова²

ВНУТРЕННЯЯ ВИБРОАКТИВНОСТЬ МАШИН С УПРУГИМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ МЕХАНИЗМОМ



¹Юрий Алексеевич Семенов,
Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.; (812)345-1622, E-mail: tmm-semenov@mail.ru



²Надежда Сергеевна Семенова
Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)345-1622, E-mail: tmm-nss@yandex.ru

Аннотация

Рассмотрены некоторые вопросы динамики машин с учетом упругости звеньев передаточного механизма. В основе таких механизмов лежат зубчатые передачи, у которых даже при постоянной внешней нагрузке на их зубья действуют переменные усилия, т.е. они являются источником внутренней виброактивности машины. Нарушение контакта сопрягающихся профилей зубьев приводит к резкому увеличению уровней шума и вибраций. Колебания могут приводить как к размыканию сопрягающихся профилей зубчатых колес, так и к перекладке боковых зазоров между их зубьями. В статье анализируются условия размыкания профилей без перекладки зазоров и размыкание зубьев с перекладкой зазоров.

Ключевые слова: внутренняя виброактивность, боковые зазоры, метод гармонической линеаризации, скелетные и резонансные кривые.

Введение

В зубчатых передачах действует широкий спектр переменных сил, создаваемых большим числом возмущающих факторов и полигармоническим характером возбуждения в зубчатых зацеплениях.

В первую очередь речь идет о внешних динамических нагрузках. Так, на прямозубую передачу действуют сравнительно низкочастотные внешние возмущения, идущие со стороны двигателя и исполнительного механизма с частотами $r\nu$ ($r=1,2,\dots$, где ν – частота вращения исполнительного звена), а также возмущения с частотами вращения шестерни и колеса, т.е. ω_1 и ω_2 .

В зубчатых передачах (и в первую очередь в передачах с прямыми зубьями) имеет место периодическое изменение жесткости зубьев по фазе зацепления. Это связано с тем, что в передаче крутящего момента принимает участие разное число зубьев (в каждый момент времени в контакте могут одновременно находиться либо одна, либо две пары зубьев – в зависимости положения точек контакта на линии зацепления). В связи с этим процесс сопряжения зубьев будет сопровождаться перераспределением нагрузки между зубьями на границах фаз однопарного и двухпарного зацепления, что может стать причиной вынужденных и параметрических колебаний.

Переменные силы, возникшие из-за кинематической погрешности и переменной жесткости зацепления, связаны с периодическим вхождением зубьев в зацепление, когда за каждый оборот зубчатое колесо с z зубьями воспринимает z импульсов. Наиболее сильная составляющая таких сил имеет частоту $\omega_z = \omega z$. Частоту вхождения зубьев в зацепление ω_z называют зубцовой частотой. Так как форма импульсов не синусоидальна, а их характер и период из-за неточностей зацепления не вполне одинаковы, то наряду с частотой ω_z могут проявляться возмущающие силы с кратными ей частотами $r\omega_z$ ($r=1,2,\dots$), а также с близкими частотами $\omega(z+s)$, где $s=1,2,\dots$

Зубчатая передача обладает той характерной особенностью, что даже при постоянной внешней нагрузке на ее зубья действуют переменные усилия, т.е. она является источником внутренней виброактивности. Колебания, вызываемые ею, могут приводить как к размыканию сопрягающихся профилей зубчатых колес, так и к перекладке боковых зазоров между их зубьями [1 – 16].

Зазоры в механической системе

Одним из важных требований, предъявляемых к зубчатой передаче, является создание боковых зазоров между нерабочими профилями сопряженных зубьев. Как уже отмечалось, зазоры необходимы для перетекания смазки, для компенсации погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес, для компенсации упругих и температурных деформаций зубьев под нагрузкой и т.д. В процессе эксплуатации может наблюдаться увеличение зазоров, размыкание соприкасающихся профилей, а также перекладка зазоров между зубьями, вызывающая увеличение динамической нагрузки.

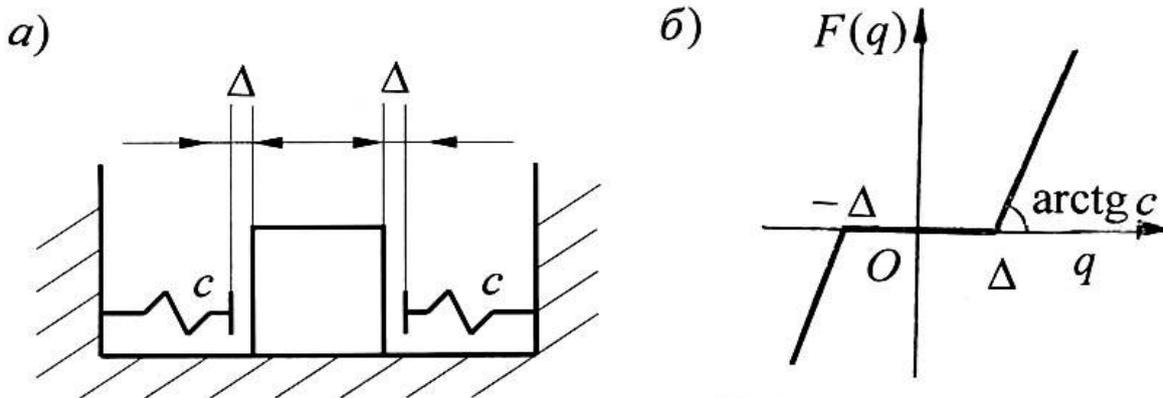


Рис. 1. Модель упругого элемента и его упругая характеристика

На рис. 1, *а* показана модель упругого элемента с зазором, а на рис. 1, *б* – его упругая характеристика. Здесь при движении массы есть некоторый промежуток Δ (люфт), на котором сила упругости не действует на массу. При изменении направления нагрузки может произойти "перекладка" зазоров. Силу упругости здесь можно описать следующей зависимостью:

$$F(q) = \begin{cases} c(q + \Delta) & \text{при } q < -\Delta, \\ 0 & \text{при } -\Delta \leq q \leq \Delta, \\ c(q - \Delta) & \text{при } q > \Delta. \end{cases} \quad (1)$$

Определим зависимость собственной частоты от амплитуды колебаний в системе с симметричным зазором. Симметричная кусочно-линейная характеристика системы определяется формулой (1) или выражением:

$$F(q) = c(q + \Delta) - c(q + \Delta)\eta(q + \Delta) + c(q - \Delta)\eta(q - \Delta), \quad (2)$$

где $\eta(q)$ - единичная функция.

На первом участке упругой характеристики ($q > \Delta$) справедливо дифференциальное уравнение движения

$$a\ddot{q} + c(q - \Delta) = 0$$

или

$$a\ddot{q} + cq = c\Delta,$$

где a – инерционный коэффициент.

Общее решение дифференциального уравнения движения

$$q = C_1 \sin k_0 t + C_2 \cos k_0 t + \Delta,$$

где $k_0 = \sqrt{c/a}$.

Постоянные C_1 и C_2 определим из начальных условий:

$$t = 0; \quad q(0) = A; \quad \dot{q}(0) = 0,$$

откуда

$$\begin{aligned} \dot{q} &= C_1 k_0 \cos k_0 t - C_2 k_0 \sin k_0 t, \\ q(0) &= C_2 + \Delta = A, \quad \dot{q}(0) = C_1 k_0 = 0, \end{aligned}$$

т.е. $C_1 = 0$, $C_2 = A - \Delta$.

Тогда общее решение уравнения движения запишется в виде

$$q = (A - \Delta) \cos k_0 t + \Delta = A \cos k_0 t + \Delta(1 - \cos k_0 t).$$

Приравнявая $q = \Delta$, находим время прохождения первого участка $t = t_1$:

$$\Delta = (A - \Delta) \cos k_0 t_1 + \Delta,$$

отсюда следует

$$\cos k_0 t_1 = 0, \quad k_0 t_1 = \frac{\pi}{2}, \quad t_1 = \frac{\pi}{2k_0}.$$

Поскольку

$$\dot{q} = -(A - \Delta)k_0 \sin k_0 t,$$

то скорость в конце этого участка

$$\dot{q}(t_1) = -(A - \Delta)k_0 \sin k_0 t_1 = -(A - \Delta)k_0 \sin \frac{\pi}{2} = -(A - \Delta)k_0.$$

Свободные колебания на следующем (втором) участке ($0 \leq q \leq \Delta$) описываются дифференциальным уравнением

$$a\ddot{q} = 0.$$

Соответствующее ему общее решение имеет вид

$$q = C_3 + C_4 t, \quad \dot{q} = C_4.$$

Совмещая новое начало отсчета времени с моментом перехода системы с первого участка на второй, определим постоянные C_3 и C_4 из начальных условий:

$$t = 0, \quad q(0) = \Delta, \quad \dot{q}(0) = \dot{q}(t_1) = -(A - \Delta)k_0.$$

Тогда $C_3 = \Delta$, $C_4 = -(A - \Delta)k_0$.

Общее решение уравнения на втором участке

$$q = \Delta - (A - \Delta)k_0 t.$$

Время t_2 , необходимое для перехода системы из положения $q(t_1) = \Delta$ в положение $q(t_2) = 0$, найдем из полученного выше уравнения

$$t_2 = \frac{\Delta}{(A - \Delta)k_0}.$$

Время, в течение которого система достигнет своего среднего положения ($q = 0$), равно $t = t_1 + t_2$. Это время, очевидно, составляет четверть периода свободных колебаний, поэтому

$$T(A) = 4(t_1 + t_2) = \frac{4}{k_0} \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\Delta}{A - \Delta} \right). \quad (3)$$

Частота свободных колебаний

$$k(A) = \frac{2\pi}{T(A)} = k_0 \left[1 + \frac{2\Delta}{\pi(A - \Delta)} \right]^{-1}. \quad (4)$$

График зависимости $k(A)$, называемый скелетной кривой, показан на рис. 2.

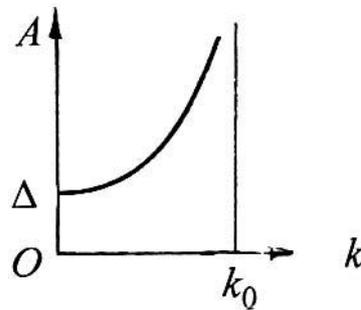


Рис. 2. Скелетная кривая

Учет зазоров при колебаниях зубчатых колес

Для оценки влияния зазоров на динамику машинного агрегата (рис. 3, а), состоящего из ротора двигателя 0, зубчатых колес 1, 2 и исполнительного звена 3, рассмотрим следующую динамическую модель. Здесь предположено (см. рис. 3, б), что ротор двигателя вращается равномерно ($\omega_0 = \text{const}$), а к исполнительному звену приложен момент $M = -M_0 + M_1 \cos vt$. При этом зубчатая передача рассматривается в виде безынерционного упругого элемента с зазором.

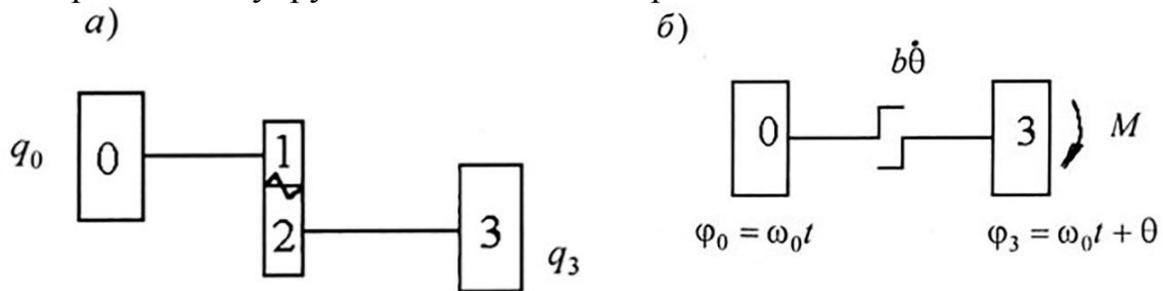


Рис. 3. Динамическая модель машинного агрегата

Учитывая сделанные допущения, запишем уравнение движения машины:

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + M_3(\theta) = -M_0 + M_1 \cos vt, \quad (5)$$

где J – осевой момент инерции механической системы, приведенный к колесу 2; b – коэффициент линейных сил сопротивления; угловая деформация $\theta = i_{12}q_3 - q_0 = \varphi_3 - \varphi_0$; i_{12} – передаточное отношение зубчатой передачи; $M_3(\theta)$ – упругая характеристика зубчатой передачи с зазором (рис. 4). Аналитическое выражение такой характеристики имеет следующий вид:

$$M_3(\theta) = c_* [\theta + \gamma - (\theta + \gamma)\eta(\theta + \gamma) + (\theta - \gamma)\eta(\theta - \gamma)], \quad (6)$$

где 2γ – угловой зазор; η – единичная функция; $c_* = c_{12} / r_{b2}^2$ – угловая жесткость зацепления, приведенная к колесу 2.

Решение уравнения (5) будем искать в виде

$$\theta = A_0 + A \cos(vt - \varphi) = A_0 + A \cos \psi, \quad (7)$$

$$\dot{\theta} = -Av \sin \psi, \quad \ddot{\theta} = -Av^2 \cos \psi, \quad \psi = vt - \xi,$$

где A – амплитуда, A_0 – середина размаха колебаний.

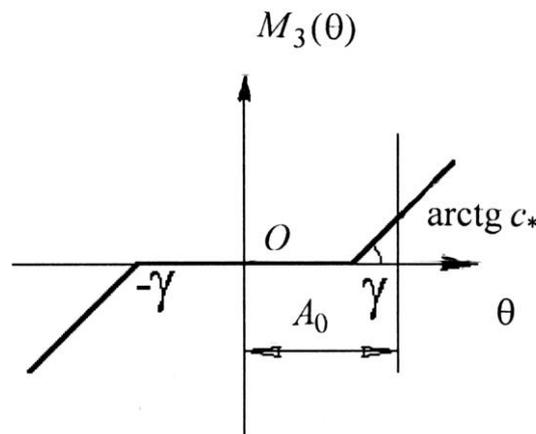


Рис. 4. Упругая характеристика элемента с зазором

Решение уравнения (5) будем искать в виде

$$\theta = A_0 + A \cos(vt - \varphi) = A_0 + A \cos \psi, \quad (8)$$

$$\dot{\theta} = -Av \sin \psi, \quad \ddot{\theta} = -Av^2 \cos \psi, \quad \psi = vt - \xi,$$

где A – амплитуда, A_0 – середина размаха колебаний.

Из-за малости амплитуд не будем учитывать высшие гармоники. После подстановки (8) в (5) получим

$$-JAv^2 \cos \psi - bAv \sin \psi + M_3(A_0 + A \cos \psi) = -M_0 + M_1 \cos(\psi + \xi). \quad (9)$$

Периодическую функцию $M_3(\theta)$ разложим в ряд Фурье:

$$M_3(A_0 + A \cos \psi) = \mu_0 + \mu_1 \cos \psi + \dots, \quad (10)$$

где коэффициенты ряда

$$\mu_0(A_0, A) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_3(A_0 + A \cos \psi) d\psi,$$

$$\mu_1(A_0, A) = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_3(A_0 + A \cos \psi) \cos \psi d\psi.$$

Здесь в силу фильтрующих свойств системы отброшены высшие гармоники.

Подставляя (10) в уравнение (9), имеем

$$\begin{aligned}
 & -JAv^2 \cos \psi - bAv \sin \psi + \mu_0(A_0, A) + \mu_1(A_0, A) \cos \psi = \\
 & = -M_0 + M_1 \cos(\psi + \xi) = -M_0 + M_1 \cos \psi \cos \xi - M_1 \sin \psi \sin \xi.
 \end{aligned} \quad (11)$$

Приравнявая в левой и в правой частях уравнения (11) постоянные составляющие и коэффициенты при $\cos \psi$ и $\sin \psi$, получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 \mu_0(A_0, A) &= -M_0, \\
 \mu_1(A_0, A) - JAv^2 &= M_1 \cos \xi, \\
 bAv &= M_1 \sin \xi.
 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Если с помощью уравнения $\mu_0(A_0, A) = -M_0$ выразить A_0 через A и подставить в выражение $\mu_1(A_0, A)$, то можно получить зависимость $\mu_1(A)$. Проводя аналогию между нелинейной задачей и линейной зависимость $\mu_1(A)$ приближенно заменим произведением $c(A) \cdot A$ (гармоническая линеаризация). Здесь $c(A)$ – жесткость зацепления, зависящая от амплитуды:

$$c(A) = \mu_1(A) / A.$$

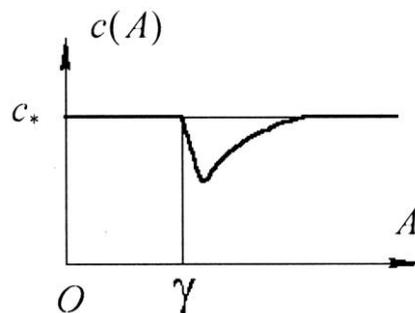


Рис. 5. Зависимость жесткости зацепления от амплитуды

Зависимость $c(A)$ показана на рис. 5.

Тогда система уравнений (12) запишется в виде

$$\left. \begin{aligned} \mu_0(A_0, A) &= -M_0, \\ [c(A) - Jv^2]A &= M_1 \cos \xi, \\ bAv &= M_1 \sin \xi. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Отсюда получим уравнения относительно A :

$$A = \frac{M_1}{\sqrt{[c(A) - Jv^2]^2 + b^2v^2}}, \quad (14)$$

$$\operatorname{tg} \xi(A) = \frac{bv}{c(A) - Jv^2}. \quad (15)$$

Решение уравнения (14) удобно производить графическим способом. Для этого построим график зависимости $A(c)$, рассматривая в уравнении (14) жесткость как независимый параметр при $v = \text{const}$ (рис. 6). Нанесем на этот же рисунок зависимость $c(A)$. Из рисунка видно, что уравнение (14) имеет три решения A_1, A_2, A_3 . Колебания с амплитудой A_1 происходят без размыкания профилей зубьев, а колебания с амплитудами A_2 и A_3 – с выходом в зазор, т.е. с размыканием профилей зубьев.

Особенности динамики машины с зазором можно обнаружить с помощью резонансной кривой $A(v)$. Здесь при одной и той же возмущающей частоте v_* (рис. 7) могут существовать периодические колебания различных амплитуд. При этом колебания с амплитудой A_2 неустойчивы и в действительности не реализуются. Установление колебаний с амплитудами A_1 и A_3 зависит от начальных условий, которые носят случайный характер. Поэтому приходится учитывать возможность установления любого из режимов, а также возможность "перескока" с одного режима на другой.

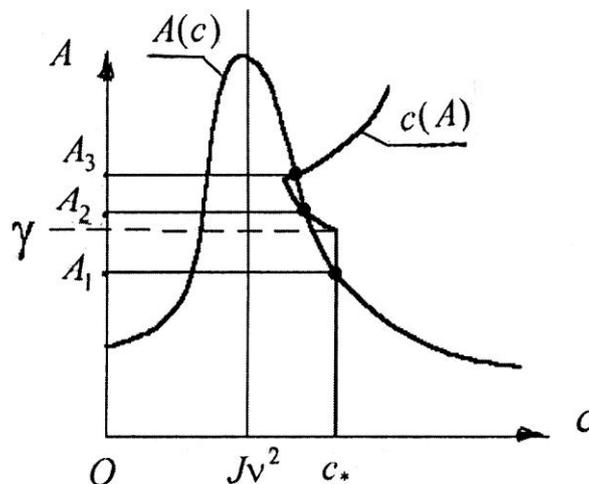


Рис. 6. Графическое определение амплитуд колебаний

При $A_0 + A > 2\gamma$ происходит перекладка зазоров, что вызовет "стук" в передаче. При этом переменная часть передаваемого момента превысит его среднюю часть. При дальнейшем увеличении частоты ν вновь могут существовать два устойчивых режима колебаний, один из которых происходит с нарушением контакта между профилями зубьев, а второй – с перекадкой зазора между зубьями.

Особенности поведения рассматриваемой системы определяются в основном конфигурацией скелетной кривой $\nu(A)$. Их характеризуют эффекты, рассмотренные в девятой главе: существование нескольких периодических решений (устойчивых и неустойчивых); затягивание резонансных кривых, приводящее к расширению резонансной зоны; срывы и скачки колебаний и т.д.

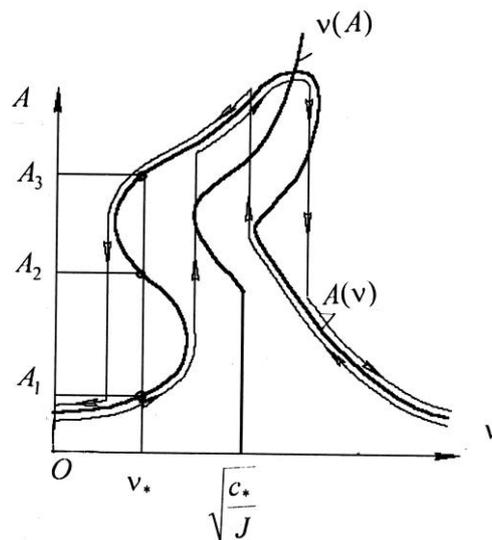


Рис. 7. Резонансные и скелетные кривые

Рассмотрим систему с зазором, нелинейная упругая характеристика которой показана на рис. 8. Здесь зазор $\delta = 2\gamma$ предварительно выбран приложением статической нагрузки, создающей деформацию e . В этом случае применение метода гармонической линеаризации приводит к следующим соотношениям

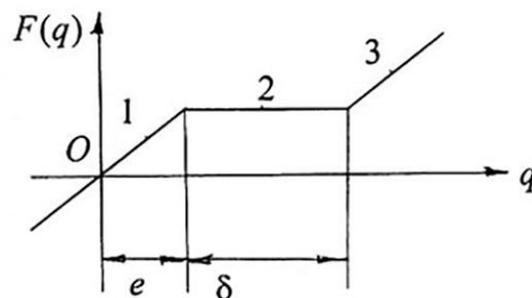


Рис. 8. Упругая характеристика при несимметричном зазоре

$$f(q) = f_0(A, A_0) + k^2(A)A \cos \psi,$$

$$f_0(A, A_0) = k_0^2 e - \frac{Ak_0^2}{\pi} \left(\sqrt{1-\rho_1^2} - \rho_1 \arccos \rho_1 \right) + \frac{Ak_0^2}{\pi} \left(\sqrt{1-\rho_2^2} - \rho_2 \arccos \rho_2 \right), \quad (16)$$

$$k^2(A) = k_0^2 - \frac{k_0^2}{\pi} \left(\arccos \rho_1 - \rho_1 \sqrt{1-\rho_1^2} \right) + \frac{k_0^2}{\pi} \left(\arccos \rho_2 - \rho_2 \sqrt{1-\rho_2^2} \right), \quad (17)$$

где $\rho_1 = (e - A_0)/A$, $\rho_2 = (e + \delta - A_0)/A$, $k_0 = \sqrt{c/a}$.

Формулы (16) и (17) справедливы, если свободные колебания охватывают все три участка характеристики. При охвате только первого участка в них сохраняется только первое слагаемое, а при охвате первого и второго участков – первое и второе слагаемое. Приравняв (16) нулю, получим зависимость $A_0(A)$; подставляя A в (17), найдем скелетную кривую.

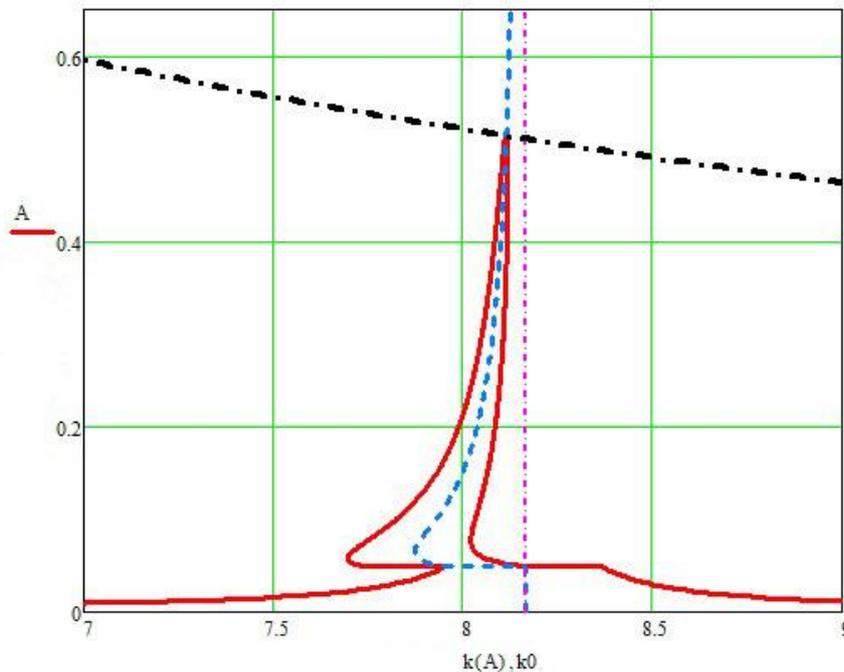


Рис. 9. Резонансные и скелетные кривые при несимметричном зазоре

На рис. 9 показана АЧХ (резонансная кривая), скелетная кривая, соответствующая $\delta = 2e$, а также кривая предельных амплитуд $A^* = h_0 / 2n\omega$, построенные при $h_0 = 0,2k^2e$ (при выходе в зазор) и $h_0 = 0,5k^2e$ (при перекрытии зазора). Построим АЧХ для этих двух случаев, как для нелинейной, так и для линейной характеристики. Из графика видно, что существует область значений ω , при которых наряду с «линейными» режимами, соответствующими $A < e$, могут возникнуть резонансные режимы с большими амплитудами.

Результаты

Влияние бокового зазора на динамику машинного агрегата рассмотрим на примере малонагруженного машинного агрегата, в котором зубчатая передача выполнена в соответствии с 9-й степенью точности по показателю плавности работы. Примем $m = 2\text{ мм}$; $z_1 = 20$; $z_2 = 60$; крутильная жесткость валов $c_{01} = 2.56 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $c_{23} = 1.3 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$; жесткость зубчатой передачи $c_{12} = 3.56 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$; осевой момент инерции ротора двигателя $J_0 = 0.018 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и исполнительного механизма $J_3 = 0.2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; осевые моменты инерции колес $J_1 = 5.0 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_2 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; амплитуда возмущающего момента $M_{30} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$; постоянная времени двигателя $\tau = 0.014 \text{ с}$; крутизна $s = 23.8 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$; $ru = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$; величина бокового зазора $\Delta = 0.044 \text{ мм}$. При частотах вращения двигателя, лежащих в диапазоне скоростей 433...467 в машинном агрегате возможно существование двух устойчивых режимов колебаний, один из которых происходит без нарушения контакта сопрягающихся профилей зубьев колес, а второй режим характеризуется интенсивными колебаниями с перекладкой зазора между зубьями. В диапазоне скоростей 467...520 в машинном агрегате наблюдается один режим интенсивных колебаний с перекладкой зазора между зубьями. При $n_{об} = 520...540 \text{ об/мин}$ в машинном агрегате вновь могут существовать два устойчивых режима колебаний, один из которых происходит с нарушением контакта между профилями зубьев, а второй – с перекладкой бокового зазора между ними. При дальнейшем повышении скорости двигателя возможен один устойчивый режим колебаний, при котором наблюдается нарушение контакта между сопрягающимися профилями зубьев колес.

После увеличения бокового зазора передачи до 0,1 мм (все остальные параметры машинного агрегата оставлены без изменения) в диапазоне скорости двигателя 418...467 в машинном агрегате может существовать режим колебаний, при котором не происходит нарушения контакта между профилями зубьев колес, и режим с нарушением контакта между ними. При большой скорости двигателя возможен только один устойчивый режим колебаний, характеризующийся нарушением контакта между сопрягающимися профилями зубьев колес. Можно заключить, что увеличение бокового зазора между зубьями колес может вести к снижению амплитуд резонансных колебаний. Особо отметим то обстоятельство, что при этом устраняются наиболее неблагоприятные режимы колебаний, характеризующиеся перекладкой бокового зазора между зубьями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Коловский М.З. (1989) Динамика машин-Л.:Машиностроение, 263 с.
- [2] Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Политехника. 2013. – 425 с.
- [3] Vulfson, I. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015, 390 p.
- [4] Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с .
- [5] Механика машин / И.И.Вульфсон, М.З. Коловский, Ю.А.Семенов, А.В.Слоущ и др.под ред. Г.А.Смирнова / М.: Высшая школа, 1996.511 с.
- [6] 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.
- [7] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
- [8] Dresig, H., Holzweißig, F.: Dynamics of Machinery. Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.
- [9] Евграфов А.Н., Коловский М.З., Петров Г.Н.Теория механизмов и машин: Учебник. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2015. - 248 с.
- [10] Beitelschmidt M., Dresig H. Machinedynamic. – Aufgaben und Beispiele. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. – 407 S.
- [11] Harris, C. M., Crede, C. E.: Shock and Vibration Handbook, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
- [12] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Часть 1 : учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 284 с.
- [13] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. – 2. Aufl. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
- [14] Semenov Yu.A., Semenova N.S., Egorova O.V. Dynamic Mesh in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. I.RE.M.E., Vol. 12, N.9, pp.736-741, 2018
- [15] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination .of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, pp. 163-174.
- [16] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism, Springer, June 2020, pp. 163-172.

INTERNAL VIBRATION ACTIVE of MACHINES with ELASTIC TRANSMISSION MECHANISM

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Some questions of the dynamics of machines are considered, taking into account the elasticity of the links of the transmission mechanism. At the heart of such mechanisms are gears, in which even with a constant external load on their teeth, variable forces act, i.e. they are a source of internal vibration activity of the machine. Violation of the contact of the mating profiles of the teeth leads to a sharp increase in the noise and vibration levels emitted by the machine, the dynamic loads that occur in the drive can be several times higher than the loads from the moment of the resistance forces applied to the working body of the machine. Vibrations can lead both to the opening of the mating profiles of the gears, and to the shifting of the lateral clearance between their teeth.

Keywords: internal vibroactivity, harmonic linearisation method, backbone and resonance curves.

REFERENCES

- [1] Kolovsky M. Z. (1989) Dynamics of machines-L.: Mashinostroenie, 263 p. (rus.)
- [2] Vulfson I. I. Dynamics of cyclic machines. - St. Petersburg: Politechnika. 2013. – 425 p. (rus.)
- [3] Vulfson, I. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015, 390 p.
- [4] Veits V. L. Dynamics of machine units. L.: Mashinostroenie, 1969. 370 p. (rus.)
- [5] Mechanics of machines / I. I. Vulfson, M. Z. Kozlovsky, Yu. A. Semenov, A.V. Slousch et al., ed. by G. A. Smirnov / M.: Vysshaya shkola, 1996.511 p. (rus.)
- [6] 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.
- [7] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
- [8] Dresig, H., Holzweißig, F.: Dynamics of Machinery. Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.

- [9] Evgrafov A. N., Kolovsky M. Z., Petrov G. N. Theory of mechanisms and machines: Textbook. St. Petersburg: SPbSPU Publishing House, 2015. - 248 p. (rus.)
- [10] Beitelshmidt M., Dresig H. Machinedynamic. – Aufgaben und Beispiele. – Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. – 407 S.
- [11] Harris, C. M., Crede, C. E.: Shock and Vibration Handbook, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
- [12] Semenov Yu. A., Semenova N. S. Theory of mechanisms and machines in examples and problems. Part 1: studies. stipend. St. Petersburg: Polytechnic University Publishing House. un-ta, 2015 – - 284 p. (rus.)
- [13] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. – 2. Aufl. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
- [14] Semenov Yu.A., Semenova N.S., Egorova O.V. Dynamic Mesh in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. I.RE.M.E., Vol. 12, N.9, pp.736-741, 2018
- [15] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination .of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, pp. 163-174.
- [16] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism, Springer, June 2020, pp. 163-172.

УДК 531.53

А.С. Смирнов¹, Б.А.Смольников²

ДИССИПАТИВНАЯ МОДЕЛЬ ДВОЙНОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МАЯТНИКА С НЕКОЛЛИНЕАРНЫМИ ШАРНИРАМИ



¹Алексей Сергеевич Смирнов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Институт проблем машиноведения Российской академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7778, E-mail: smirnov.alexey.1994@gmail.com



²Борис Александрович Смольников
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Институт проблем машиноведения Российской академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7778, E-mail: smolnikovba@yandex.ru

Аннотация

В работе исследуется динамика двойного математического маятника, у которого оси цилиндрических шарниров не коллинеарны друг другу, с учетом сил вязкого трения в шарнирных сочленениях. Данная система представляет собой простейшую схему пространственного двухзвенного манипулятора. Приводится вывод малых колебаний двойного маятника при наличии диссипативных сил и изучается их влияние на характер затухания его движений. Показано, что при идентичных параметрах грузов, звеньев и трения в шарнирах диссипативные силы не искажают форм колебаний консервативной модели, а лишь убавляют их амплитуды. Кроме того, продемонстрировано, что при произвольных параметрах грузов и звеньев для исследуемой конструкции всегда можно подобрать диссипативные параметры так, чтобы гасить движения по ее собственным формам колебаниям, не усложняя их характера. Полученные результаты наглядно иллюстрируются графическими зависимостями.

Ключевые слова: пространственный двойной маятник, неколлинеарные шарниры, свободные колебания, линейная модель, вязкое трение, частоты и формы колебаний.

Введение

Динамике двойного маятника и его многочисленных разновидностей посвящено большое количество публикаций, непрерывно возрастающее с каждым годом – среди как отечественных, так и зарубежных трудов последних двух десятилетий можно отметить работы [1-16]. Задача о двойной маятнике имеет богатую историю [17], и интерес к нему связан, прежде всего, с его практическими приложениями в робототехнике и биомеханике, которые в последнее время получили существенное развитие. Особое внимание при этом привлекают пространственные двухзвенники, шарнирные оси которых не являются коллинеарными. В таком случае конфигурации системы будут иметь более сложный вид, чем для плоского маятника, и это обстоятельство находит определенное применение на практике. Именно такая модель двойного маятника была рассмотрена авторами в работах [18, 19], однако в них не был произведен учет диссипативных сил, которые могут оказать существенное влияние на динамику рассматриваемой системы.

Хорошо известно, что в общем случае учет диссипативных сил в многомерной механической системе искажает формы ее свободных колебаний, которые имели место при отсутствии трения [20]. При этом, если диссипативные силы довольно велики, что имеет при специальном введении в систему элементов трения (демпферов колебаний), то они могут существенно исказить формы колебаний [21]. Однако в некоторых случаях демпфирования, которые и представляют особый интерес, оказывается, что введение в систему как малых, так и больших диссипативных сил не нарушает форм ее консервативных колебаний [22]. Это обстоятельство позволит гасить колебания систем по ее собственным, т. е. естественным движениям, не искажая их общего характера, а лишь убавляя амплитуды каждой из форм. В частности, если движение системы представляет лишь одну форму колебаний, то и следует плавно гасить лишь эту форму, не усложняя ее структуру. Кроме того, в этом случае имеется возможность построить и детально проанализировать точное решение, выявив его качественные и количественные особенности.

В настоящей работе рассматриваются малые колебания двойного математического маятника с неколлинеарными шарнирами с учетом вязкого трения в шарнирных сочленениях и исследуется его влияние на динамику этой системы.

Расчетная схема пространственного двойного маятника

Рассмотрим двойной маятник, состоящий из двух шарнирно соединенных одинаковых математических маятников длиной $l_1 = l_2 = l$ и с концевыми грузами массой $m_1 = m_2 = m$, причем оси цилиндрических шарниров этих маятников образуют между собой некоторый острый угол α (рис. 1). Геометрия, кинематика и малые консервативные колебания этой системы были детально изучены в указанной ранее работе [18].

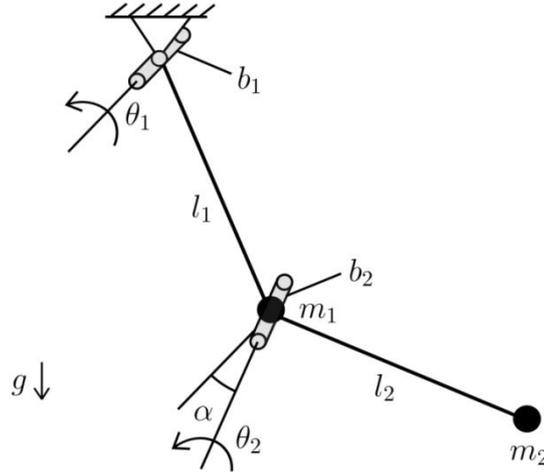


Рис. 1. Двойной маятник с неколлинеарными шарнирами

Для исследований малых колебаний системы выпишем кинетическую и потенциальную энергии в квадратичной аппроксимации [18]:

$$T = \frac{1}{2} ml^2 (5\dot{\theta}_1^2 + 4\cos\alpha\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_2^2) = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\theta}}^T \mathbf{A}_0 \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} mgl (3\theta_1^2 + 2\cos\alpha\theta_1\theta_2 + \theta_2^2) = \frac{1}{2} \boldsymbol{\theta}^T \mathbf{C}_0 \boldsymbol{\theta}, \quad (2)$$

где $\boldsymbol{\theta} = [\theta_1, \theta_2]^T$ – столбец обобщенных координат, в качестве которых приняты углы поворота θ_1 и θ_2 в шарнирах, а симметричные постоянные матрицы инерционных \mathbf{A}_0 и квазиупругих \mathbf{C}_0 коэффициентов имеют вид:

$$\mathbf{A}_0 = ml^2 \begin{bmatrix} 5 & 2\cos\alpha \\ 2\cos\alpha & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_0 = mgl \begin{bmatrix} 3 & \cos\alpha \\ \cos\alpha & 1 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

В той же статье [18] из уравнения $\det(\mathbf{C}_0 - k_0^2 \mathbf{A}_0) = 0$ были найдены безразмерные частоты колебаний системы $p_{s0} = k_{s0} / k_0$, где $k_0 = \sqrt{g/l}$, а также формы малых колебаний, которые характеризуются соотношением β_{s0} амплитуд колебаний шарнирных углов поворота θ_2 и θ_1 , где $s = 1, 2$:

$$p_{s0} = \sqrt{\frac{2(1 + \sin^2\alpha) \pm \sqrt{2 - \sin^2\alpha}}{1 + 4\sin^2\alpha}}, \quad \beta_{s0} = -\frac{3 \pm 2\sqrt{2 - \sin^2\alpha}}{\cos 2\alpha \pm \sqrt{2 - \sin^2\alpha}} \cos\alpha. \quad (4)$$

Пространственный двойной маятник с учетом вязкого трения

Построим для рассматриваемой системы диссипативную модель, полагая, что двойной маятник испытывает вязкое трение в обоих своих шарнирах с одним и тем же коэффициентом $b_1 = b_2 = b$ (рис. 1). В этом случае диссипативная функция Рэлея имеет вид [23, 24]:

$$R = \frac{1}{2}b(\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) = \frac{1}{2}\dot{\boldsymbol{\theta}}^T \mathbf{B}_0 \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad \mathbf{B}_0 = b \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

где \mathbf{B}_0 – постоянная матрица диссипативных коэффициентов. Уравнения движения пространственного двойного маятника с учетом сил вязкого трения можно записать в следующей матричной форме [25]:

$$\mathbf{A}_0 \ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{B}_0 \dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C}_0 \boldsymbol{\theta} = 0. \quad (6)$$

Обращаясь к выражениям для матриц \mathbf{A}_0 , \mathbf{C}_0 и \mathbf{B}_0 согласно (3) и (5), нетрудно видеть, что при любом значении угла α между ними существует простая линейная связь:

$$\mathbf{A}_0 + \frac{1}{2n} \mathbf{B}_0 = \frac{2}{k_0^2} \mathbf{C}_0, \quad 2n = \frac{b}{ml^2}, \quad (7)$$

где для удобства введена величина n , которая имеет смысл фактора затухания малых колебаний обычного математического маятника длиной l с концевым грузом m , в шарнире которого действует вязкое трение с коэффициентом b . Разыскивая решение уравнения (6) в виде $\boldsymbol{\theta} = \boldsymbol{\Theta} e^{\lambda t}$, приходим к алгебраическому уравнению относительно столбца $\boldsymbol{\Theta}$

$$(\mathbf{A}_0 \lambda^2 + \mathbf{B}_0 \lambda + \mathbf{C}_0) \boldsymbol{\Theta} = 0, \quad (8)$$

для которого условие существования нетривиального решения с учетом соотношения (7) имеет вид:

$$\det \left[\mathbf{A}_0 (\lambda^2 - 2n\lambda) + \mathbf{C}_0 \left(1 + \frac{4n}{k_0^2} \lambda \right) \right] = 0. \quad (9)$$

Из сравнения его с частотным уравнением консервативной модели $\det(\mathbf{C}_0 - k_0^2 \mathbf{A}_0) = 0$, которому удовлетворяют частоты колебаний k_{s0} без учета диссипативных сил, устанавливаем, что значения λ определяются из следующих двух уравнений:

$$\lambda^2 - 2n\lambda = -k_{s0}^2 \left(1 + \frac{4n}{k_0^2} \lambda \right), \quad s = 1, 2. \quad (10)$$

Отсюда также вытекает, что формы колебаний $\boldsymbol{\Theta}_{(s)}$ диссипативной системы останутся такими же, как и в консервативной системе. Как известно, подобный эффект имеет место лишь при т. н. «пропорциональном демпфировании», которое и имеет место в нашем случае, поскольку матрица \mathbf{B}_0 есть линейная комбинация матриц \mathbf{A}_0 и \mathbf{C}_0

согласно (7). Это замечательное свойство пространственного двойного маятника с идентичными геометрическими, инерционными и диссипативными параметрами при любом значении угла α позволяет получить наиболее простые аналитические выражения.

Возвращаясь к уравнениям (10), преобразуем их к виду:

$$\lambda^2 + 2n_s \lambda + k_{s0}^2 = 0, \quad n_s = \eta_s n, \quad (11)$$

где безразмерные коэффициенты η_s определяются выражениями:

$$\eta_s = 2p_{s0}^2 - 1 = \frac{3 \pm 2\sqrt{2 - \sin^2 \alpha}}{1 + 4\sin^2 \alpha}. \quad (12)$$

Решения уравнений (11) могут быть записаны в виде:

$$\lambda_{1,2} = -n_1 \pm ik_1, \quad \lambda_{3,4} = -n_2 \pm ik_2, \quad k_s = \sqrt{k_{s0}^2 - n_s^2}. \quad (13)$$

Ясно, что значения k_s могут являться как вещественными, так и мнимыми. В случае их вещественности они будут представлять частоты свободных колебаний пространственного двойного маятника с учетом вязкого трения. Величины n_s тогда представляют факторы затухания каждой из форм колебаний. Чтобы оценить характер затухания этих форм, обратимся к формулам (12), откуда легко видеть, что $\eta_2 > \eta_1$. Это означает, что формы колебаний гасятся совершенно не однотипно, и вторая форма всегда затухает быстрее, чем первая форма. Выпишем далее формулы для безразмерных частот колебаний $p_s = k_s / k_0$ рассматриваемой системы:

$$p_s = \sqrt{p_{s0}^2 - \eta_s^2 v^2} = \sqrt{p_{s0}^2 - (2p_{s0}^2 - 1)^2 v^2}, \quad (14)$$

где $s = 1, 2$, или с учетом первой формулы (4)

$$p_s = \sqrt{\frac{2(1 + \sin^2 \alpha) \pm \sqrt{2 - \sin^2 \alpha}}{1 + 4\sin^2 \alpha} - \left(\frac{3 \pm 2\sqrt{2 - \sin^2 \alpha}}{1 + 4\sin^2 \alpha} \right)^2} v^2, \quad (15)$$

где $v = n / k$ – безразмерный фактор затухания обычного математического маятника. Видно, что величины p_s являются вещественными, если соответственно выполняются условия:

$$v < v_{s0} = \frac{p_{s0}}{2p_{s0}^2 - 1} = \sqrt{\frac{(1 + 4\sin^2 \alpha) \left[2(1 + \sin^2 \alpha) \pm \sqrt{2 - \sin^2 \alpha} \right]}{\left(3 \pm 2\sqrt{2 - \sin^2 \alpha} \right)^2}}. \quad (16)$$

Нетрудно показать, что $v_{20} < v_{10}$. В самом деле, поскольку $p_{20} > p_{10}$, то имеет место следующая цепочка соотношений:

$$v_{20} = \frac{p_{20}}{2p_{20}^2 - 1} = \frac{1}{p_{20}} \frac{1}{2 - 1/p_{20}^2} < \frac{1}{p_{10}} \frac{1}{2 - 1/p_{10}^2} = \frac{p_{10}}{2p_{10}^2 - 1} = v_{10}. \quad (17)$$

Следовательно, при увеличении v вторая частота первой обратится в нуль. Это означает, что начиная с некоторого значения v , которое мы обозначим

как ν_* , вторая частота станет меньше первой. Чтобы определить это значение, приравняем частоты p_1 и p_2 согласно (14). В результате получим следующее уравнение:

$$\sqrt{p_{10}^2 - (2p_{10}^2 - 1)^2 \nu_*^2} = \sqrt{p_{20}^2 - (2p_{20}^2 - 1)^2 \nu_*^2}. \quad (18)$$

Разрешая его относительно ν_* , находим:

$$\nu_* = \frac{1}{2\sqrt{p_{10}^2 + p_{20}^2 - 1}} = \frac{\sqrt{1 + 4\sin^2 \alpha}}{2\sqrt{3}}. \quad (19)$$

Графики зависимости частот p_s от ν качественно представлены на рис. 2. Здесь отчетливо виден и указанный случай совпадения частот $p_1 = p_2$, который обычно называют внутренним резонансом.

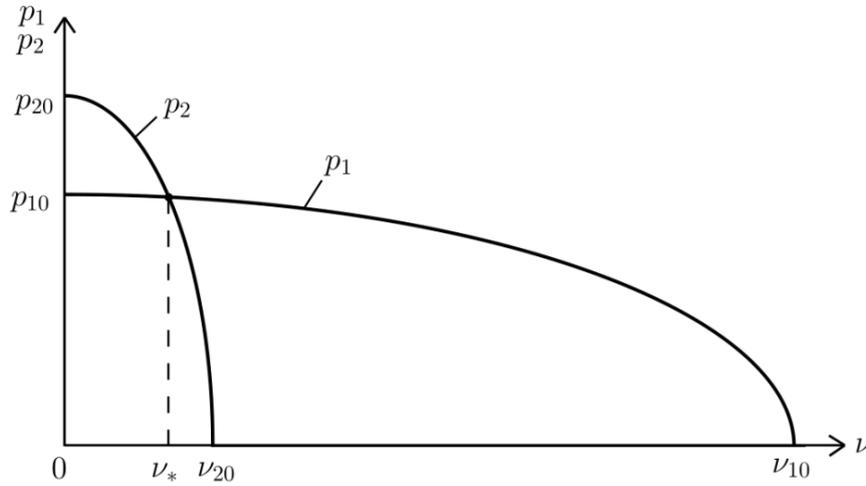


Рис. 2. Графики зависимости величин p_1 и p_2 от ν

Рассмотрим теперь частные случаи и выпишем для них численные значения всех ключевых величин. Так, для плоского двойного маятника, когда оси обоих шарниров коллинеарны ($\alpha = 0$), из (12) имеем:

$$\eta_1 = 3 - 2\sqrt{2} \approx 0.1716, \quad \eta_2 = 3 + 2\sqrt{2} \approx 5.828, \quad (20)$$

откуда видно, что $\eta_2 / \eta_1 = 17 + 12\sqrt{2} \approx 33.97$, т. е. фактор затухания по второй форме намного больше, чем по первой. Поэтому вторая форма очень быстро исчезает, после чего имеет место медленное затухание по первой форме. Из формул (15) находим при $\alpha = 0$ выражения для безразмерных частот, полученные ранее в работе [26]:

$$p_1 = \sqrt{2 - \sqrt{2} - (17 - 12\sqrt{2})\nu^2}, \quad p_2 = \sqrt{2 + \sqrt{2} - (17 + 12\sqrt{2})\nu^2}, \quad (21)$$

а из формул (16) и (19) определяем также

$$\nu_{10} = \sqrt{10 + 7\sqrt{2}} \approx 4.4609, \quad \nu_{20} = \sqrt{10 - 7\sqrt{2}} \approx 0.3170, \quad \nu_* = \frac{1}{2\sqrt{3}} \approx 0.2887. \quad (22)$$

В другом частном случае ортогонального двойного маятника, когда шарнирные оси перпендикулярны ($\alpha = \pi/2$), из (12) находим:

$$\eta_1 = \frac{1}{5} = 0.2, \quad \eta_2 = 1, \quad (23)$$

откуда вытекает, что $\eta_2 / \eta_1 = 5$, т. е. это отношение на порядок меньше, чем было при $\alpha = 0$. Из (15) находим при $\alpha = \pi/2$ следующие выражения:

$$p_1 = \sqrt{\frac{3}{5} - \frac{1}{25}v^2}, \quad p_2 = \sqrt{1-v^2}, \quad (24)$$

а из формул (16) и (19) определяем также значения:

$$v_{10} = \sqrt{15} \approx 3.873, \quad v_{20} = 1, \quad v_* = \frac{\sqrt{5}}{2\sqrt{3}} \approx 0.6455. \quad (25)$$

На рис. 3 представлены графики зависимости величин η_1 и η_2 от угла α . Видно, что η_1 незначительно увеличивается с возрастанием угла α , тогда как η_2 при этом убывает, изменяясь гораздо более существенно. На рис. 4 приведены графики зависимости значений v_{10} , v_{20} и v_* от того же угла. Все эти графики наглядно иллюстрируют изменение основных величин, характеризующих диссипативную модель пространственного двойного маятника, с увеличением угла между шарнирными осями.

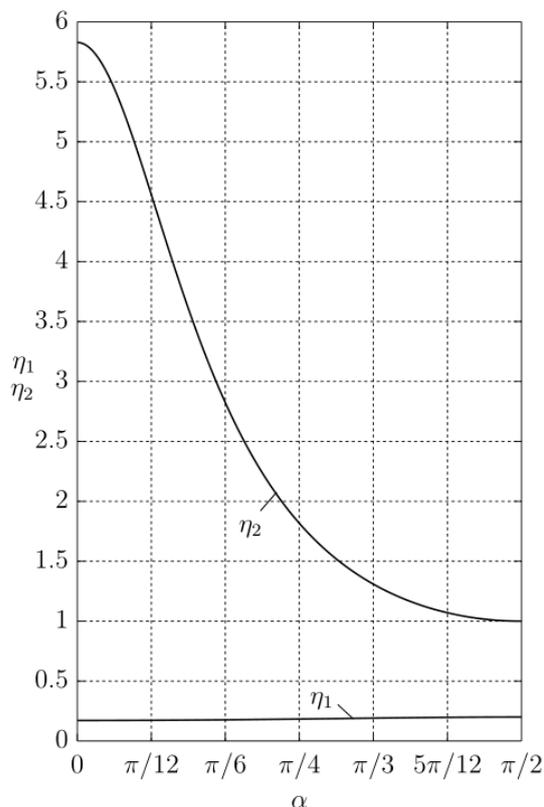


Рис. 3. Графики зависимости величин η_1 и η_2 от угла α

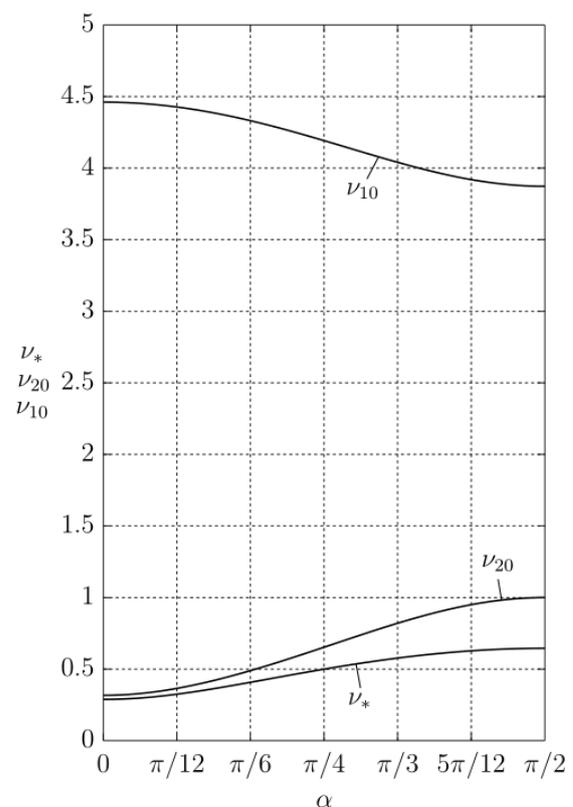


Рис. 4. Графики зависимости величин v_{10} , v_{20} и v_* от угла α

Общий случай параметров пространственного двойного маятника

Обратимся теперь к общему варианту двойного математического маятника с неколлинеарными шарнирами, имеющего длины звеньев l_1 и l_2 и массы концевых грузов m_1 и m_2 (рис. 1). Поставим вопрос следующим образом: как следует подобрать диссипативные параметры b_1 и b_2 в шарнирах, чтобы в диссипативной системе формы колебаний остались такими же, как и в консервативной системе? Пользуясь вновь результатами построений работы [18], нетрудно обобщить формулы (1) и (2) для кинетической и потенциальной энергии на общий случай:

$$T = \frac{1}{2} \left[(m_1 l_1^2 + m_2 (l_1 + l_2)^2) \dot{\theta}_1^2 + 2m_2 l_2 (l_1 + l_2) \cos \alpha \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + m_2 l_2^2 \dot{\theta}_2^2 \right] = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\theta}}^T \mathbf{A}_0 \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (26)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} g \left[(m_1 l_1 + m_2 (l_1 + l_2)) \theta_1^2 + 2m_2 l_2 \cos \alpha \theta_1 \theta_2 + m_2 l_2^2 \theta_2^2 \right] = \frac{1}{2} \boldsymbol{\theta}^T \mathbf{C}_0 \boldsymbol{\theta}, \quad (27)$$

где теперь матрицы \mathbf{A}_0 и \mathbf{C}_0 имеют представления:

$$\mathbf{A}_0 = \begin{bmatrix} m_1 l_1^2 + m_2 (l_1 + l_2)^2 & m_2 l_2 (l_1 + l_2) \cos \alpha \\ m_2 l_2 (l_1 + l_2) \cos \alpha & m_2 l_2^2 \end{bmatrix}, \quad (28)$$

$$\mathbf{C}_0 = g \begin{bmatrix} m_1 l_1 + m_2 (l_1 + l_2) & m_2 l_2 \cos \alpha \\ m_2 l_2 \cos \alpha & m_2 l_2 \end{bmatrix}. \quad (29)$$

Что же касается диссипативной функции вязкого трения, то она имеет вид:

$$R = \frac{1}{2} (b_1 \dot{\theta}_1^2 + b_2 \dot{\theta}_2^2) = \frac{1}{2} \dot{\boldsymbol{\theta}}^T \mathbf{V}_0 \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad \mathbf{V}_0 = \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & b_2 \end{bmatrix}. \quad (30)$$

Как уже было сказано выше, формы колебаний не будут искажаться диссипацией лишь при пропорциональном демпфировании, когда матрицу \mathbf{V}_0 можно представить в виде линейной комбинации матриц \mathbf{A}_0 и \mathbf{C}_0 [27]:

$$\mathbf{V}_0 = \gamma_A \mathbf{A}_0 + \gamma_C \mathbf{C}_0, \quad (31)$$

где γ_A и γ_C – некоторые коэффициенты. Подставляя в выражение (31) матрицы (28), (29) и (30), приходим к трем соотношениям:

$$\begin{cases} b_1 = \gamma_A [m_1 l_1^2 + m_2 (l_1 + l_2)^2] + \gamma_C g [m_1 l_1 + m_2 (l_1 + l_2)] \\ 0 = \gamma_A m_2 l_2 (l_1 + l_2) \cos \alpha + \gamma_C g m_2 l_2 \cos \alpha \\ b_2 = \gamma_A m_2 l_2^2 + \gamma_C g m_2 l_2 \end{cases}. \quad (32)$$

Это система трех уравнений относительно четырех величин γ_A , γ_C , b_1 и b_2 т. е. она является недоопределенной, так что в результате мы получим не одно решение, а их семейство. Из второго уравнения следует, что либо $\gamma_C = -\gamma_A (l_1 + l_2) / g$, либо же $\cos \alpha = 0$, т. е. $\alpha = \pi / 2$. В первом случае из двух других уравнений системы (32) вытекает, что

$$b_1 = -\lambda_A m_1 l_1 l_2, \quad b_2 = -\lambda_A m_2 l_1 l_2, \quad (33)$$

откуда следует, что $b_2 / b_1 = m_2 / m_1$. Эта простая формула и определяет условие сохранения форм колебаний. Следует подчеркнуть, что оно не зависит ни от длин звеньев l_1 и l_2 , ни от угла α между шарнирами. В частности, отсюда мы также получаем, что для простейшего пространственного двухзвенника с идентичными параметрами обоих маятников для независимости форм от демпфирования следует принять и одинаковые диссипативные коэффициенты шарнирного вязкого трения. Остается лишь обсудить случай $\alpha = \pi/2$, когда двухзвенник является ортогональным. В этом случае первое и последнее уравнения (32) дают линейную связь двух коэффициентов b_1 и b_2 с двумя параметрами γ_A и γ_C , так что здесь значения b_1 и b_2 могут быть совершенно произвольными. Это объясняется тем, что при $\alpha = \pi/2$ матрицы \mathbf{A}_0 и \mathbf{C}_0 являются диагональными, как и матрица \mathbf{B}_0 , так что движения системы по каждой из степеней свободы в линейной модели никоим образом не связаны друг с другом – как при отсутствии диссипации, так и при ее наличии.

В заключение обсудим вопрос, возможно ли сохранение форм при наличии диссипации для более сложных многозвенных конструкций. Так, для трехзвенного маятника мы можем распоряжаться значениями диссипативных коэффициентов в каждом из трех шарниров и имеем еще два неопределенных параметра γ_A и γ_C , тогда как матричное соотношение (31) даст уже шесть скалярных уравнений. Поэтому в данной ситуации мы получим переопределенную систему, которая в общем случае является несовместной. Аналогичный вывод можно сделать и для систем с большим числом степеней свободы, так что из всех многозвенников лишь двухзвенник при произвольных параметрах его звеньев и грузов может обладать свойством независимости форм колебаний от демпфирования.

Заключение

Построенная в статье модель пространственного двойного маятника, испытывающего вязкое трение в обоих своих шарнирах, наглядно демонстрирует свойство сохранения собственных форм консервативных колебаний при введении диссипации. Это позволяет гасить колебания системы по ее естественным движениям – собственным формам, не искажая и не усложняя их качественного характера. Выявленное свойство диссипативного двойного маятника позволило получить наиболее представительные и достаточно несложные аналитические выражения для ключевых величин процесса демпфирования. Данные результаты крайне важны для детального исследования множества дополнительных вопросов, таких, как, например, поиск оптимальных диссипативных коэффициентов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Lavrovskii E.K., Formalskii A.M. The optimal control synthesis of the swinging and damping of a double pendulum. 2001. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. 65(2), pp. 219-227.
- [2] Reshmin S.A. Decomposition method in the problem of controlling an inverted double pendulum with the use of one control moment. 2005. *Journal of Computer and Systems Sciences International*. 44(6), pp. 861-877.
- [3] Cross R. A double pendulum swing experiment: In search of a better bat. 2005. *American Journal of Physics*. 73(4), pp. 330-339.
- [4] Formalskii A.M. On stabilization of an inverted double pendulum with one control torque. 2006. *Journal of Computer and Systems Sciences International*. 45(3), pp. 337-344.
- [5] Stachowiak T., Okada T. A numerical analysis of chaos in the double pendulum. 2006. *Chaos, Solitons and Fractals*. 29(2), pp. 417-422.
- [6] Kholostova O.V. On the motions of a double pendulum with vibrating suspension point. 2009. *Mechanics of Solids*. 44(2), pp. 184-197.
- [7] Rafat M., Wheatland M., Bedding T. Dynamics of a double pendulum with distributed mass. 2009. *American Journal of Physics*. 77(3), pp. 216-223.
- [8] Буланчук П.О. Управление двойным математическим маятником при помощи вибрации точки подвеса. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4(5). С. 2041-2042.
- [9] Лупина Т.А. Оценка устойчивости вертикального положения равновесия перевернутого двойного маятника с вязко-упругими элементами. Водный транспорт. 2012. № 3(15). С. 67-73.
- [10] Awrejcewicz J., Wasilewski G., Kudra G., Reshmin S.A. An experiment with swinging up a double pendulum using feedback control. 2012. *Journal of Computer and Systems Sciences International*. 51(2), pp. 176-182.
- [11] Bulanchuk P.O., Petrov A.G. Suspension point vibration parameters for a given equilibrium of a double mathematical pendulum. 2013. *Mechanics of Solids*. 48(4), pp. 380-387.
- [12] Maiti S., Roy J., Mallik A.K., Bhattacharjee J. Nonlinear dynamics of a rotating double pendulum. 2015. *Physics Letters*. 380(3), pp. 408-412.
- [13] Elbori A., Abdalsmd L. Simulation of Double Pendulum. 2017. *Journal of Software Engineering and Simulation*. 3(7), pp. 1-13.
- [14] Акбиров Р.Р., Маликов А.И. Управление двойным перевернутым маятником на тележке. Вестник Казанского технического университета им. А.Н. Туполева. 2018. Т. 74. № 2. С. 168-177.
- [15] Luo A.C.J., Guo C. A Period-1 Motion to Chaos in a Periodically Forced, Damped, Double-Pendulum. 2019. *Journal of Vibration Testing and System Dynamics*. 3(3), pp. 259-280.

- [16] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Нелинейные формы колебаний двойного маятника. 2021. Сборник трудов Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения МИКМУС-2020. С. 305-312.
- [17] Смирнов А.С., Смольников Б.А. История исследований двойного маятника. 2020. История науки и техники. № 12. С. 3-12.
- [18] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Колебания двойного математического маятника с неколлинеарными шарнирами. Современное машиностроение: Наука и образование. 2020. С. 153-165.
- [19] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Нелинейные формы колебаний пространственного двойного маятника. 2021. IX Поляховские чтения. Материалы международной научной конференции по механике. 9-12 марта 2021 г., Санкт-Петербург, Россия. С. 123-125.
- [20] Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. 444 с.
- [21] Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. М.: Наука, 1964. 440 с.
- [22] Вибрации в технике. Справочник. Т. 1. Колебания линейных систем. Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
- [23] Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: ГИФМЛ, 1961. 824 с.
- [24] Карман Т., Био М. Математические методы в инженерном деле. М., Л, ГИТТЛ, 1946. 423 с.
- [25] Динамика машин и управление машинами. Справочник. Под ред. Г. В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
- [26] Леонтьев В.А., Смирнов А.С., Смольников Б.А. Оптимальное демпфирование колебаний двухзвенного манипулятора. Робототехника и техническая кибернетика. 2018. № 2(19). С. 52-59.
- [27] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.

A.S. Smirnov^{1,2}, B.A. Smolnikov^{1,2}

DISSIPATIVE MODEL OF DOUBLE MATHEMATICAL PENDULUM WITH NONCOLLINEAR JOINTS

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

²Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

The paper investigates the dynamics of double mathematical pendulum whose cylindrical joints axes are not collinear to each other, taking into account the forces of viscous friction in the joints. This system is the simplest scheme of

a spatial two-link manipulator. The derivation of double pendulum small oscillations in the presence of dissipative forces is given and their influence on the character of its movements damping is studied. It is shown that dissipative forces do not distort the oscillation modes of the conservative model but only decrease their amplitudes when parameters of loads, links and friction in joints are identical. In addition, it has been demonstrated that for arbitrary parameters of loads and links for the structure under study it is always possible to select dissipative parameters so as to damp movements on its own oscillation modes without complicating their character. The obtained results are clearly illustrated by graphical dependencies.

Key words: spatial double pendulum, noncollinear joints, free oscillations, linear model, viscous friction, frequencies and modes of small oscillations.

REFERENCES

- [1] Lavrovskii E.K., Formalskii A.M. The optimal control synthesis of the swinging and damping of a double pendulum. 2001. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 65(2), pp. 219-227.
- [2] Reshmin S.A. Decomposition method in the problem of controlling an inverted double pendulum with the use of one control moment. 2005. Journal of Computer and Systems Sciences International. 44(6), pp. 861-877.
- [3] Cross R. A double pendulum swing experiment: In search of a better bat. 2005. American Journal of Physics. 73(4), pp. 330-339.
- [4] Formalskii A.M. On stabilization of an inverted double pendulum with one control torque. 2006. Journal of Computer and Systems Sciences International. 45(3), pp. 337-344.
- [5] Stachowiak T., Okada T. A numerical analysis of chaos in the double pendulum. 2006. Chaos, Solitons and Fractals. 29(2), pp. 417-422.
- [6] Kholostova O.V. On the motions of a double pendulum with vibrating suspension point. 2009. Mechanics of Solids. 44(2), pp. 184-197.
- [7] Rafat M., Wheatland M., Bedding T. Dynamics of a double pendulum with distributed mass. 2009. American Journal of Physics. 77(3), pp. 216-223.
- [8] Bulanchuk P.O. Controlling the motion of a double pendulum by vibration the suspension point. Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod. 2011. 4(5), pp. 2041-2042. (rus.)
- [9] Lupina T.A. Evaluation of the sustainability of the vertical equilibrium of the inverted double pendulum with visco-elastic elements. Vodniy transport. 2012. 3(15), pp. 67-73. (rus.)
- [10] Awrejcewicz J., Wasilewski G., Kudra G., Reshmin S.A. An experiment with swinging up a double pendulum using feedback control. 2012. Journal of Computer and Systems Sciences International. 51(2), pp. 176-182.

- [11] Bulanchuk P.O., Petrov A.G. Suspension point vibration parameters for a given equilibrium of a double mathematical pendulum. 2013. *Mechanics of Solids*. 48(4), pp. 380-387.
- [12] Maiti S., Roy J., Mallik A.K., Bhattacharjee J. Nonlinear dynamics of a rotating double pendulum. 2015. *Physics Letters*. 380(3), pp. 408-412.
- [13] Elbori A., Abdalsmd L. Simulation of Double Pendulum. 2017. *Journal of Software Engineering and Simulation*. 3(7), pp. 1-13.
- [14] Akbirov R.R., Malikov A.I. Control of a double inverted pendulum on a cart. *Vestnik KGTU im. A.N. Tupoleva*. 2018. 74(2), pp. 168-177. (rus.)
- [15] Luo A.C.J., Guo C. A Period-1 Motion to Chaos in a Periodically Forced, Damped, Double-Pendulum. 2019. *Journal of Vibration Testing and System Dynamics*. 3(3), pp. 259-280.
- [16] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Nonlinear oscillation modes of double pendulum. 2021. *Proceedings of International Conference of Young Scientists and Students "Topical Problems of Mechanical Engineering" ToPME-2020*. pp. 312-319. (rus.)
- [17] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Double pendulum research history. 2020. *History of Science and Engineering*. 12, pp. 3-12. (rus.)
- [18] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Oscillations of double mathematical pendulum with noncollinear joints. 2020. *Modern mechanical engineering: Science and education*. pp. 153-165. (rus.)
- [19] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Nonlinear oscillation modes of spatial double pendulum. 2021. *The Ninth Polyakhov's Reading. Proceedings of the International Scientific Conference on Mechanics, March 9-12, 2021, Saint-Petersburg, Russia*. pp. 123-125. (rus.)
- [20] Timoshenko S.P. *Vibration Problems in Engineering*. New York: Van Nostrand, 1928. 351 p.
- [21] Strelkov S.P. *Introduction to the oscillation theory*. Moscow: Nauka, 1964. 440 p. (rus.)
- [22] *Vibrations in technology. Directory. V. 1. Oscillations of linear systems*. Ed. by V.V. Bolotin. Moscow: Mashinostroenie, 1978. 352 p. (rus.)
- [23] Lurie A.I. *Analytical Mechanics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002. 846 p.
- [24] Karman von T., Biot M.A. *Mathematical Methods in Engineering*. McGraw, Hill Publishing Co. 1940. 505 p.
- [25] *Machine dynamics and control. Directory*. Ed. by G.V. Kreinin. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 240 p. (rus.)
- [26] Leont'ev V.A., Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Optimal damping of two-link manipulator oscillations. *Robotics and technical cybernetics*. 2018. 2(19), pp. 52-59. (rus.)
- [27] Biderman V.L. *The theory of mechanical oscillations*. Moscow: Vyshaya shkola, 1980. 480 p. (rus.)

УДК 534.112

Б.А. Смольников¹, А.С.Смирнов²

КОЛЕБАНИЯ СТРУНЫ С ВНУТРЕННИМ ТРЕНИЕМ



¹Борис Александрович Смольников
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Институт проблем машиноведения Российской академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7778, E-mail: smolnikovba@yandex.ru



²Алексей Сергеевич Смирнов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Институт проблем машиноведения Российской академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7778, E-mail: smirnov.alexey.1994@gmail.com

Аннотация

В работе исследуются колебательные движения струны при наличии внутреннего трения. Продемонстрирован вывод уравнений колебаний с учетом диссипативных сил для конечномерной модели струны. Уравнение движения струны в частных производных для континуальной модели при наличии сил внутреннего трения получено с помощью предельного перехода из уравнений конечномерной модели. Для каждой модели на основе метода гармонического баланса приближенно исследуется влияние диссипативных факторов на динамическое поведение струны. В результате проведенного анализа найдены выражения для амплитуд колебаний струны при ее движении по одной из форм колебаний в отдельности. В заключение показано, что результаты, полученные для обеих моделей, находятся в соответствии друг с другом.

Ключевые слова: струна, нить, частоты и формы малых колебаний, внутреннее трение, затухание колебаний.

Введение

Колебаниям нитевых систем в самых разнообразных условиях их функционирования посвящено значительное количество работ [1-6]. Это связано с тем, что данная область имеет большое количество практических приложений, где используются различные нитевые элементы. Среди них встречаются как нерастяжимые, так и растяжимые нити; как невесомые, так и весомые нити. Модель гибкой нити в той или иной степени пригодна для описания колебаний линий электропередач, подвесных дорог, грузоподъемных устройств, тросов вантовых мостов, нитей ткацкого станка, различных цепных систем и т. д. Широко используется теория нити и при конструировании инженерных устройств и машин, а также музыкальных инструментов [7-9]. Особое внимание уделяется натянутым нитям, которые принято называть струнами [10-15].

При этом влияние диссипативных сил на динамику нитевых систем зачастую остается без должного внимания, хотя они неизбежно присутствуют в реальных системах. Наиболее просто учитывается внешнее вязкое трение, которое является линейным и потому не сильно затрудняет аналитическое решение. В то же время, интересной задачей как в теоретическом, так и в практическом отношении является изучение влияния внутреннего трения на колебания различных систем [16-20]. Эта проблема выходит на первый план в условиях космического пространства, где отсутствует внешнее трение, и внутреннее трение является основным двигателем эволюционных процессов.

Целью настоящей статьи является изучение влияния внутреннего трения на колебания струны путем рассмотрения как ее конечномерной, так и континуальной модели.

Вывод уравнений колебаний конечномерной модели струны

Рассмотрим сначала конечномерную модель струны, которая представляет собой туго натянутую растяжимую нить длиной L с закрепленными концами, на которой на одинаковом расстоянии l друг от друга закреплены n точечных грузов массой m (рис. 1).

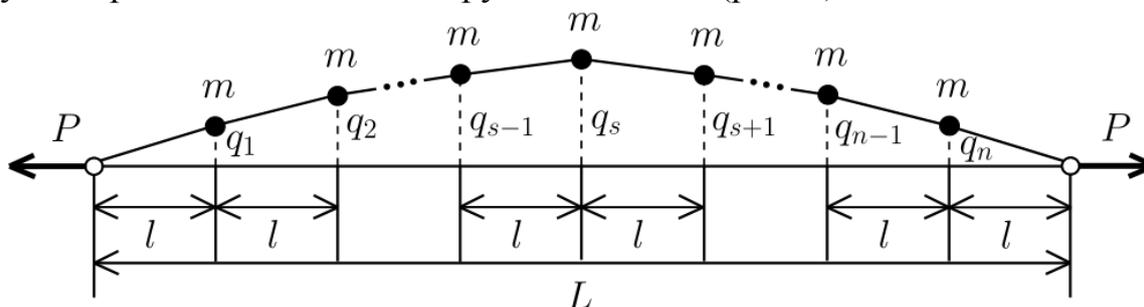


Рис. 1. Конечномерная модель струны

Полагая, что сила натяжения нити в первоначальном (т. е. равновесном) состоянии есть P , будем рассматривать лишь малые плоские поперечные смещения масс q_s , причем для удобства дальнейших действий введем фиктивные значения $q_0 = q_{n+1} = 0$, которые соответствуют точкам закрепления нити. Кинетическая энергия системы представляется в виде:

$$T = \frac{1}{2} m \sum_{s=1}^n \dot{q}_s^2. \quad (1)$$

Для вычисления потенциальной энергии с точностью до второго порядка малости следует определить деформацию каждого участка нити:

$$\delta_s = \sqrt{(q_s - q_{s-1})^2 + l^2} - l = l \left[\sqrt{1 + \frac{(q_s - q_{s-1})^2}{l^2}} - 1 \right] \approx \frac{(q_s - q_{s-1})^2}{2l}. \quad (2)$$

Поэтому потенциальная энергия с необходимой точностью примет вид:

$$\Pi = P \sum_{s=1}^n \delta_s = \frac{P}{2l} \sum_{s=1}^n (q_s - q_{s-1})^2. \quad (3)$$

Для учета внутреннего трения составим диссипативную функцию в виде квадратичной функции скоростей деформации каждого участка нити:

$$S = \frac{1}{2} b \sum_{s=1}^n \dot{\delta}_s^2 = \frac{b}{2l^2} \sum_{s=1}^n (q_s - q_{s-1})^2 (\dot{q}_s - \dot{q}_{s-1})^2. \quad (4)$$

Подставляя (1), (3) и (4) в уравнения Лагранжа второго рода [21]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} - \frac{\partial T}{\partial q_s} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_s} - \frac{\partial S}{\partial \dot{q}_s}, \quad s = \overline{1, n}, \quad (5)$$

приходим после преобразований к следующей системе уравнений движения системы:

$$\ddot{q}_s + B \left[(q_s - q_{s-1})^2 (\dot{q}_s - \dot{q}_{s-1}) - (q_{s+1} - q_s)^2 (\dot{q}_{s+1} - \dot{q}_s) \right] + k^2 (2q_s - q_{s-1} - q_{s+1}) = 0, \quad s = \overline{1, n}, \quad (6)$$

где введены следующие обозначения:

$$B = \frac{b}{ml^2}, \quad k^2 = \frac{P}{ml}. \quad (7)$$

При этом $L = (n+1)l$. Видно, что полученная система уравнений (6) при $B=0$ переходит в хорошо известную линейную систему, которая допускает построение точного аналитического решения [22]. Однако в случае $B \neq 0$ эта система за счет диссипативных сил внутреннего трения оказывается нелинейной. Поэтому ее решение мы будем строить при помощи приближенных методов нелинейной механики. Отметим, что мы здесь не учитываем консервативную нелинейность, рассматривая лишь квадратичную аппроксимацию потенциальной энергии (3), поскольку основной целью настоящей работы является изучение влияния диссипативных факторов на колебания нити.

Исследование колебаний конечномерной модели струны

Хорошо известно, что частоты и формы колебаний системы, представленной на рис. 1, при отсутствии внутреннего трения определяются следующими выражениями [22]:

$$k_j = 2k \sin \frac{j\pi}{2(n+1)}, \quad q_{sj} = \sin \frac{sj\pi}{n+1}, \quad (8)$$

где индексом j помечен номер частоты и соответствующей формы. Поэтому при движении системы по j -той форме ее колебаний решение консервативной задачи может быть записано в виде:

$$\mathbf{q} = a\mathbf{\Phi}_j \cos \psi, \quad (9)$$

где \mathbf{q} – столбец обобщенных координат q_s , $\mathbf{\Phi}_j$ – столбец элементов q_{sj} , представляющий j -тую форму колебаний, a – постоянная величина, характеризующая амплитуды колебаний грузов, а $\psi = k_j t + \theta$ – полная фаза колебаний, причем в этом выражении θ – начальная фаза колебаний.

Представляет интерес выяснить, как будут затухать движения грузов при наличии внутреннего трения, если движение осуществляется по одной из форм колебаний. С этой целью перепишем уравнения движения (6) в матричной форме:

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}, \quad (10)$$

традиционной для задач о малых колебаниях, где \mathbf{A} – единичная матрица, а \mathbf{C} – трехдиагональная матрица, на главной диагонали которой стоят элементы, равные k^2 , а на соседних с ней диагоналях стоят элементы, равные $-2k^2$. Что же касается столбца \mathbf{Q} , то его элементы имеют вид:

$$Q_s = -B \left[(q_s - q_{s-1})^2 (\dot{q}_s - \dot{q}_{s-1}) - (q_{s+1} - q_s)^2 (\dot{q}_{s+1} - \dot{q}_s) \right]. \quad (11)$$

Будем разыскивать приближенное решение матричного уравнения (10) в таком же виде (9), как и при отсутствии внутреннего трения, однако теперь необходимо считать $a = a(t)$ медленно меняющейся функцией времени. Поэтому мы будем полагать, что \dot{a} имеет более высокий порядок малости по сравнению с a , а именно, как нетрудно понять из вида столбца \mathbf{Q} , \dot{a} будет иметь третий порядок по a . Конкретную зависимость $a(t)$ можно определить при помощи уравнения гармонического баланса по данной форме колебаний [23]:

$$\int_0^{2\pi} \mathbf{\Phi}_j^T (\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{Q}) \sin \psi d\psi = 0. \quad (12)$$

Вычислим Q_s согласно (11) с учетом (9) с точностью до слагаемых третьего порядка малости по a :

$$Q_s = -8Bk_j a^3 \cos^2 \psi \sin \psi \sin^3 \frac{j\pi}{2(n+1)} \left[\cos^3 \frac{(2s+1)j\pi}{2(n+1)} - \cos^3 \frac{(2s-1)j\pi}{2(n+1)} \right], \quad (13)$$

где проделан ряд преобразований с целью упрощения. Если подставить в уравнение (12) выражения для столбцов \mathbf{q} и $\ddot{\mathbf{q}}$, вычисленных с необходимой точностью согласно (9), получим искомое уравнение для определения функции $a(t)$:

$$\dot{a} = -\frac{1}{2\pi N_j k_j} \int_0^{2\pi} \Phi_j^T \mathbf{Q} \sin \psi d\psi, \quad (14)$$

где введены нормировочные коэффициенты $N_j = \Phi_j^T \mathbf{A} \Phi_j$. Стоящее в (14) выражение $\Phi_j^T \mathbf{Q}$ с помощью (13) можно представить в виде:

$$\Phi_j^T \mathbf{Q} = \sum_{s=1}^n \sin \frac{sj\pi}{n+1} Q_s = -8Bk_j a^3 \cos^2 \psi \sin \psi \sin^3 \frac{j\pi}{2(n+1)} S, \quad (15)$$

где за S обозначена сумма следующего ряда:

$$S = \sum_{s=1}^n \sin x \left[\cos^3(x+y) - \cos^3(x-y) \right], \quad x = \frac{sj\pi}{n+1}, \quad y = \frac{j\pi}{2(n+1)}. \quad (16)$$

Отметим, что величина y не зависит от s , поэтому для суммирования ряда (16) его следует упростить при помощи тригонометрических формул таким образом, чтобы можно было вынести множители с y за знак суммы:

$$S = \frac{1}{4} \left[3 \sin y \sum_{s=1}^n (\cos 2x - 1) + \sin 3y \sum_{s=1}^n (\cos 4x - \cos 2x) \right]. \quad (17)$$

Для суммирования получившихся рядов достаточно принять во внимание хорошо известную формулу:

$$\sum_{s=1}^n \cos \lambda s = \begin{cases} \frac{\sin \frac{(n+1)\lambda}{2} \cos \frac{n\lambda}{2}}{\sin \frac{\lambda}{2}} - 1, & \lambda \neq 2\pi p \\ n, & \lambda = 2\pi p \end{cases}, \quad (18)$$

где p – целое число. Следовательно, имеют место следующие выражения:

$$\sum_{s=1}^n \cos \frac{2sj\pi}{n+1} = -1, \quad \sum_{s=1}^n \cos \frac{4sj\pi}{n+1} = \begin{cases} -1, & 2j \neq n+1 \\ n, & 2j = n+1 \end{cases}. \quad (19)$$

Здесь учтено, что для первого из этих рядов $\lambda = \frac{2j\pi}{n+1}$, и в силу того, что j

может принимать лишь целочисленные значения от 1 до n , условие $\lambda = 2\pi p$ никогда не выполняется. В то же время, для второго ряда (19)

имеем $\lambda = \frac{4j\pi}{n+1}$, и это значение может равняться 2π в случае, когда

$2j = n + 1$. Ясно, что этот вариант имеет место только при нечетном n . В результате выражение (17) примет вид:

$$S = \frac{1}{4}(n+1) \begin{cases} -3\sin \frac{j\pi}{2(n+1)}, & 2j \neq n+1 \\ -\sqrt{2}, & 2j = n+1 \end{cases}. \quad (20)$$

Кроме того, можно определить и нормировочные коэффициенты:

$$N_j = \Phi_j^T \mathbf{A} \Phi_j = \sum_{s=1}^n \sin^2 \frac{sj\pi}{n+1} = \frac{1}{2} \sum_{s=1}^n \left(1 - \cos \frac{2sj\pi}{n+1} \right) = \frac{1}{2}(n+1), \quad (21)$$

где использована первая формула (19). Подставляя выражения (15) с учетом (20), а также (21) в уравнение (14), находим после упрощений окончательное уравнение для определения зависимости $a(t)$:

$$\dot{a} = -\kappa_j a^3, \quad \kappa_j = B \begin{cases} \frac{3}{2} \sin^4 \frac{j\pi}{2(n+1)}, & 2j \neq n+1 \\ \frac{1}{4}, & 2j = n+1 \end{cases}. \quad (22)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$a(t) = \frac{a_0}{\sqrt{1 + 2\kappa_s a_0^2 t}}, \quad (23)$$

где a_0 – начальное значение функции $a(t)$ при $t=0$. Таким образом, мы установили характер затухания каждой из форм колебаний конечномерной модели струны при наличии внутреннего трения. Отметим, что интересной особенностью полученного решения является выражение для величин κ_j , где выделен особый случай $2j = n + 1$, который не укладывается в общую зависимость при $2j \neq n + 1$ и потому записывается отдельно.

Вывод уравнения колебаний континуальной модели струны

Перейдем теперь к рассмотрению предельного случая задачи, когда масса равномерно распределена по длине нити, т. е. к задаче о струне с учетом внутреннего трения (рис. 2).

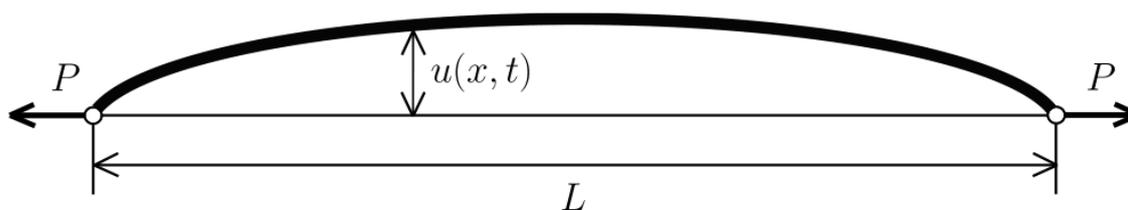


Рис. 2. Континуальная модель струны

Для этого следует осуществить в уравнениях (6) предельный переход $n \rightarrow \infty$, т. е. $l = \Delta x \rightarrow 0$. С этой целью введем функцию поперечного перемещения каждой точки струны $u(x, t)$, где $0 \leq x \leq L$, а также введем в рассмотрение инерционный ρ и диссипативный β параметры струны по следующим формулам: $m = \rho \Delta x$ и $b = \beta / \Delta x$. Здесь учтено, что масса является аддитивной величиной, в то время, как соотношение для диссипативного параметра записано из тех соображений, что диссипативный коэффициент одного демпфера в цепочке кратно превышает аналогичную величину для всей цепочки. Принимая теперь

$$q_s(t) = u(x, t), \quad q_{s-1}(t) = u(x - \Delta x, t), \quad q_{s+1}(t) = u(x + \Delta x, t), \quad (24)$$

разложим $q_{s-1}(t)$ и $q_{s+1}(t)$ в ряды Тейлора вблизи точки x до слагаемых второго порядка малости по Δx :

$$\begin{aligned} q_{s-1}(t) &= u(x, t) - u'(x, t)\Delta x + \frac{1}{2}u''(x, t)(\Delta x)^2, \\ q_{s+1}(t) &= u(x, t) + u'(x, t)\Delta x + \frac{1}{2}u''(x, t)(\Delta x)^2, \end{aligned} \quad (25)$$

где штрихом обозначается производная по координате x : $()' = d/dx$. Подставляя (25) в уравнение (6), после ряда преобразований приходим к окончательной форме уравнения колебаний струны с внутренним трением:

$$\ddot{u} - \alpha^2 u'' = v(u'^2 \dot{u}'' + 2u'u''\dot{u}') = Q, \quad (26)$$

где обозначено $\alpha^2 = P/\rho$, $v = \beta/\rho$. Видно, что в этом уравнении представлены только макропараметры ρ и β , в то время, как параметр структуры $l = \Delta x$ исключается в результате преобразований, как это и должно быть. Граничные условия для уравнения (26) запишутся в виде:

$$u(0, t) = 0, \quad u(L, t) = 0. \quad (27)$$

Отметим, что при $v = 0$ мы получаем из (26) классическое волновое уравнение [2], тогда как при $v \neq 0$ это уравнение за счет диссипативных сил внутреннего трения становится нелинейным и требует специального исследования.

Исследование колебаний континуальной модели струны

Известно, что при $v = 0$ частоты и формы колебаний струны определяются следующими выражениями [2]:

$$k_j = \frac{j\pi\alpha}{L}, \quad U_j(x) = \sin \frac{j\pi x}{L}, \quad (28)$$

так что при движении струны по j -той форме ее колебаний можно записать решение в виде:

$$u(x, t) = aU_j(x)\cos \psi, \quad (29)$$

где, как и прежде, $\psi = k_j t + \theta$. Выясним, как будут затухать колебания струны под действием внутреннего трения по каждой из форм ее колебаний в отдельности. Разыскивая решение задачи в виде (29), где $a = a(t)$, определим эту зависимость также из уравнения гармонического баланса по форме колебаний $U_j(x)$, которое теперь примет вид:

$$\int_0^{2\pi} \sin \psi d\psi \int_0^L U_j(x)(\ddot{u} - \alpha^2 u'' - Q) dx = 0. \quad (30)$$

Вычисляя диссипативные силы Q с необходимой точностью согласно (26) и с учетом выражения (29), получим:

$$Q(x) = 3\nu a^2 \left(\frac{j\pi}{L} \right)^4 k_j \sin \psi \cos^2 \psi \cos^2 \frac{j\pi x}{L} \sin \frac{j\pi x}{L}. \quad (31)$$

Само уравнение (30) при подстановке в него решения (29) преобразуется к виду:

$$\dot{a} = -\frac{1}{2\pi N_j k_j} \int_0^{2\pi} \sin \psi d\psi \int_0^L U_j(x) Q(x) dx, \quad (32)$$

где нормировочные коэффициенты теперь определяются формулой:

$$N_j = \int_0^L U_j^2(x) dx = \frac{L}{2}. \quad (33)$$

Наконец, подставляя в (32) выражения (28), (31) и (33), получим после упрощений окончательное уравнение для определения $a = a(t)$:

$$\dot{a} = -\kappa_j a^3, \quad \kappa_j = \frac{3\nu}{32} \left(\frac{j\pi}{L} \right)^4. \quad (34)$$

Видно, что уравнение (34) по своей структуре оказалось точно таким же, как и уравнение (22) для конечномерной модели, однако выражение для коэффициентов κ_j здесь получилось иным, что вполне логично.

В заключение покажем, что формулу для κ_j из (34) можно получить и предельным переходом. Для этого выявим связь между диссипативными параметрами B и ν из обеих моделей посредством цепочки равенств:

$$b = \frac{\beta}{\Delta x}, \quad l = \Delta x, \quad m = \rho \Delta x, \quad \nu = \frac{\beta}{\rho}, \quad B = \frac{b}{ml^2} = \frac{\nu}{(\Delta x)^4}. \quad (35)$$

Отметим далее, что если при заданном значении j мы будем устремлять n к бесконечности, то в этом случае следует пользоваться формулой (22) при $2j \neq n + 1$. Остается учесть выражение $L = (n + 1)\Delta x$ и заменить в указанной формуле (22) синус его аргументом в силу его малости при $n \rightarrow \infty$, в результате чего мы сразу же получим формулу (34) для κ_j , как этого и следовало ожидать.

Заключение

Проведенное исследование отчетливо демонстрирует, каким образом можно учесть влияние диссипативных сил внутреннего трения на колебания струны. Полученные результаты имеют не только фундаментальную теоретическую значимость, но и серьезное перспективное значение, связанное с необходимостью учета внутренней диссипации во многих других прикладных задачах, где внешнее трение не играет роли. Кроме того, представленные в работе диссипативные модели струны – конечномерная и континуальная – могут также использоваться в учебной практике в качестве примера колебательной системы, испытывающей действие внутреннего трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Светлицкий В.А. Механика гибких стержней и нитей. М.: Машиностроение, 1978. 223 с.
- [2] Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити. М.: Наука, 1980. 240 с.
- [3] Malyshev A.P. Numerical simulation of forced nonlinear vibrations of a thread. 2008. *Mechanics of Solids*. 43(5), pp. 715-721.
- [4] Исламова О.А. Математическое моделирование колебаний подвешенной тяжелой нити. 2007. *Известия ЮФУ*. 1(73). С. 204-209.
- [5] Markeev A.P. The oscillations of a particle suspended on an ideal thread. 1996. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. 60(2), pp. 233-242.
- [6] Стояновский С.М., Смирнов А.С. Эволюционная динамика маятниковых систем с несколькими степенями свободы. 2018. *Неделя науки СПбПУ. Лучшие доклады*. С. 224-229.
- [7] Суворов С.В., Смирнов А.С. Исследование динамики подъемного колодезного механизма. 2018. *Неделя науки СПбПУ. ИПММ*. С. 326-328.
- [8] Златанов В.Д., Николов С.Г. Колебания нити в грузоподъемных машинах в режиме торможения механизма передвижения. *Современное машиностроение: Наука и образование*. 2018. С. 134-146.
- [9] Perov P., Johnson W., Perova-Melloc N. The physics of guitar string vibrations. 2016. *American Journal of Physics*. 84(1), pp. 38-43.
- [10] Molteno T.C.A., Tuffillaro N.B. An experimental investigation into the dynamics of a string. 2004. *American Journal of Physics*. 72(9), pp. 1157-1169.

- [11] Tohyama M. Vibration of String and Wave Propagation. 2011. Sounds and Signals. Signals and Communication Technology. Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 55-87.
- [12] Stulov A., Kartofelev D. Vibration of strings with nonlinear supports. 2014. Applied Acoustics. V. 76, pp. 223-229.
- [13] Gomez B.J.A., Repetto C.E., Stia C.R., Welti R. Oscillations of a string with concentrated masses. 2007. European Journal of Physics. 28, pp. 961-975.
- [14] Tsutsumanova G., Russev S. A Vibrating String Experiment. 2013. European Journal of Physics Education. 4(3), pp. 1-5.
- [15] Барсегян В.Р., Солодуша С.В. Задача граничного управления колебаниями струны смещением левого конца при закрепленном правом конце с заданными значениями функции прогиба в промежуточные моменты времени. 2020. Вестник российских университетов. Математика. Т. 25. № 130. С. 131-146.
- [16] Пальмов В.А. Колебания упруго-пластических тел. М.: Наука, 1976. 328 с.
- [17] Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. 193 с.
- [18] Смольников Б.А. Эволюционная динамика маятниковых систем. Теория механизмов и машин. 2008. Т. 6. 1 (11). С. 41-47.
- [19] Смирнов А.С., Смольников Б.А. О соответствии эволюционной и классической моделей внутренней диссипации. Неделя науки СПбПУ. ИПММ. 2017. С. 142-144.
- [20] Косилов А.Т., Юрьев В.А., Калинин Р.Б. Декремент затухания и внутреннее трение струны. 2018. Вестник Воронежского государственного технического университета. Т. 14. № 6. С. 175-178.
- [21] Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: ГИФМЛ, 1961. 824 с.
- [22] Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1968. 560 с.
- [23] Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: ГИФМЛ, 1958. 406 с.

B.A. Smolnikov^{1,2}, A.S. Smirnov^{1,2}

STRING OSCILLATIONS WITH INTERNAL FRICTION

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

²Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia.

Abstract

The paper investigates the oscillation motion of a string in the presence of internal friction. The derivation of equations of oscillations with allowance for dissipative forces for a finite-dimensional model of a string is demonstrated. The equation of motion of a string in partial derivatives for the continual model in the presence of internal friction forces is obtained using the passage to the limit from the equations of the finite-dimensional model. The influence of dissipative factors on the dynamic behavior of the string is approximately investigated for each model based on the harmonic balance method. As a result of the analysis, expressions for the oscillation amplitudes of a string when it moves on one of the oscillation modes separately were found. In conclusion, it is shown that the obtained results for both models are in agreement with each other.

Key words: string, thread, frequencies and modes of small oscillations, internal friction, oscillation damping.

REFERENCES

- [1] Svetlitsky V.A. Mechanics of flexible rods and threads. Moscow: Mashinostroyeniye, 1978. 223 p. (rus.)
- [2] Merkin D.R. Introduction to mechanics of flexible thread. Moscow: Nauka, 1980. 240 p. (rus.)
- [3] Malyshev A.P. Numerical simulation of forced nonlinear vibrations of a thread. 2008. Mechanics of Solids. 43(5), pp. 715-721.
- [4] Islamova O.A. Mathematical modeling of vibrations of the suspended heavy chain. 2007. News of SFU. 1(73). pp. 204-209. (rus.)
- [5] Markeev A.P. The oscillations of a particle suspended on an ideal thread. 1996. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 60(2), pp. 233-242.
- [6] Stoyanovskiy S.M., Smirnov A.S. Evolutionary dynamics of pendulum systems with several degrees of freedom. 2018. Week of Science SPbPU. The best reports. pp. 224-229. (rus.)
- [7] Suvorov S.V., Smirnov A.S. Study of the dynamics of the lifting well mechanism. 2018. Week of Science SPbPU. IAMM. pp. 326-328. (rus.)
- [8] Zlatanov V.D., Nikolov S.G. Vibrations of chain in load-lifting machines in the braking regime of the mechanism of motion. 2018. Modern mechanical engineering: Science and education. pp. 134-146. (rus.)
- [9] Perov P., Johnson W., Perova-Melloc N. The physics of guitar string vibrations. 2016. American Journal of Physics. 84(1), pp. 38-43.
- [10] Molteno T.C.A., Tuffillaro N.B. An experimental investigation into the dynamics of a string. 2004. American Journal of Physics. 72(9), pp. 1157-1169.

- [11] Tohyama M. *Vibration of String and Wave Propagation*. 2011. *Sounds and Signals. Signals and Communication Technology*. Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 55-87.
- [12] Stulov A., Kartofelev D. *Vibration of strings with nonlinear supports*. 2014. *Applied Acoustics*. V. 76, pp. 223-229.
- [13] Gomez B.J.A., Repetto C.E., Stia C.R., Welti R. *Oscillations of a string with concentrated masses*. 2007. *European Journal of Physics*. 28, pp. 961-975.
- [14] Tsutsumanova G., Russev S. *A Vibrating String Experiment*. 2013. *European Journal of Physics Education*. 4(3), pp. 1-5.
- [15] Barseghyan V.R., Solodusha S.V. *The problem of boundary control of string vibrations by displacement of the left end when the right end is fixed with the given values of the deflection function at intermediate times*. 2020. *Russian Universities Reports Mathematics*. V. 25, 130, pp. 131-146. (rus.)
- [16] Pal'mov V.A. *Oscillations of elastic-plastic bodies*. Moscow: Nauka, 1976. 328 p. (rus.)
- [17] Panovko Ya.G. *Internal friction during oscillations of elastic systems*. Moscow: Fizmatgiz, 1960. 193 p. (rus.)
- [18] Smolnikov B.A. *Evolutionary dynamics of pendulum systems*. 2008. *Theory of mechanisms and machines*. V. 6, 1(11), pp. 41-47. (rus.)
- [19] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. *On the correspondence of evolutionary and classical models of internal dissipation*. 2017. *Week of Science SPbPU. IAMM*. pp. 142-144. (rus.)
- [20] Kosilov A.T., Yuriev V.A., Kalinin R.B. *Damping decrement and internal friction of the filament*. *Bulletin of Voronezh State Technical University*. V. 14, 6, pp. 175-178. (rus.)
- [21] Lurie A.I. *Analytical Mechanics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002. 846 p.
- [22] Babakov I.M. *Theory of oscillations*. Moscow: Nauka, 1968. 560 p. (rus.).
- [23] Bogolyubov N.N., Mitropol'skiy Yu.A. *Asymptotic methods in the theory of nonlinear oscillations*. Moscow: GIFML, 1958. 406 p. (rus.)

УДК 621.01

А. А. Суханов

ДВИЖЕНИЕ ЮЗОМ ПО НАКЛОННОЙ ПЛОСКОСТИ



Александр Алексеевич Суханов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-7801, E-mail: Alexeevich2012@gmail.com

Аннотация

В работе рассматривается режим торможения автомобиля с заблокированными или почти заблокированными колесами на наклонной плоскости, имитирующей естественный и необходимый поперечный уклон дорожного полотна. Дается не только качественное объяснение возникающего эффекта бокового заноса автомобиля, но и приводится количественное описание траектории движения, полученное аналитическим решением нелинейных дифференциальных уравнений соответствующей математической модели. Причиной подобного бокового заноса при экстренном торможении является не столь очевидное резкое уменьшение поперечной силы трения. Выполнены конкретные расчеты аварийной тормозной траектории при неблагоприятных дорожных условиях.

Ключевые слова: автомобиль, экстренное торможение, движение юзом

Введение

Поводом к иницированию данного исследования послужило увиденное автором несколько лет назад на трассе «Скандинавия» по дороге от Санкт-Петербурга до Выборга живописное зрелище. Дело было ранним утром в начале октября в день первых неожиданных ночных заморозков. Большинство водителей еще не успели поменять летнюю резину на зимнюю, а навыки осторожной езды при гололедице были безмятежно утеряны за летний сезон. В результате около двадцати

автомобилей валялись в кюветах по обеим сторонам дороги на протяжении всей трассы. Причиной явилось явление сноса автомобиля с полотна дороги при резком торможении или ускорении в условиях плотного потока. При этом снос в сторону обочины обусловлен поперечным уклоном дорожного покрытия обычно от 6 % до 10 % для обеспечения стока дождевых вод (ГОСТ 30412-96 [1]), приводящим при движении юзом к существенному уменьшению коэффициента трения в поперечном направлении. Подробные причины и детали такого заноса и являются предметом настоящего исследования.

Другим проявлением указанного эффекта является заметное рыскание автомобиля на скользкой дороге при резком трогании с места, когда происходит пробуксовка ведущих колес (как правило, на одноприводных машинах). И здесь боковой занос части автомобиля с ведущей осью происходит за счет резкого уменьшения бокового сопротивления.

Снос автомобиля с дорожного полотна может также произойти при торможении или ускорении на повороте, где к боковой силе за счет уклона покрытия добавляется немалая центробежная сила инерции.

Далее, многие могут вспомнить, как в детстве мы легко могли развернуть велосипед практически на 180° , резко тормозя заднее колесо до полной его блокировки с одновременным небольшим поворотом руля. При этом заднее колесо начинает двигаться перпендикулярно своей плоскости, практически мгновенно останавливая велосипед на грунтовой дороге. Аналогично выполняется так называемый полицейский разворот автомобиля на месте с подключением ручного заднего тормоза.

И, наконец, последний пример уже с полезным эффектом бокового сноса, используемого для горизонтального выравнивания бильярда с точностью, значительно превышающей установку при помощи строительных пузырьковых уровней. Поступают так. Толкают бильярдный шар без закручивания вокруг вертикальной оси, наблюдая за траекторией его движения. При малейшей негоризонтальности бильярда шар заметно отклонится от прямолинейного движения в сторону уклона. Проверять надо в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Здесь основным трением является не сухое трение как в предыдущих примерах, а существенно меньшее трение качения. Однако эффект бокового увода при незначительной поперечной силе от уклона плоскости бильярда имеет схожий характер. Заметим, что неподвижный шар не покатится даже при недопустимо большом наклоне бильярда, несмотря на малое трение качения. Так же, как и стоящий автомобиль на ледяной дороге с естественным уклоном не скатится боком в кювет.

Все приведенные примеры движения транспортных средств с боковым проскальзыванием объединяют общие механизмы возникновения и развития заноса. Рассмотрим и проанализируем данный эффект во всех подробностях и деталях.

Качественная теория заноса и принимаемые допущения

При свободном движении автомобиля по горизонтальной дороге на его колеса со стороны дороги действуют, главным образом, незначительные силы трения качения. При ускорении или торможении, а также при движении по наклонному полотну на колеса действуют значительно бóльшие силы сухого трения. Пренебрегая несущественными трением качения, штрибек-эффектом и небольшой зависимостью величины трения от скорости, примем силу трения скольжения покрышки колеса по дороге в продольном и поперечном направлениях, соответствующей закону Амонтона–Кулона (рис. 1)

$$\mathbf{F}_f = -fN \frac{\mathbf{V}}{V}, \quad (1)$$

где \mathbf{F}_f - вектор силы трения, N - сила нормального давления, f - коэффициент трения, $\mathbf{V} \neq 0$ - вектор относительной линейной скорости пятна покрышки, соприкасающейся с дорогой, $V = |\mathbf{V}|$ - модуль вектора \mathbf{V} .

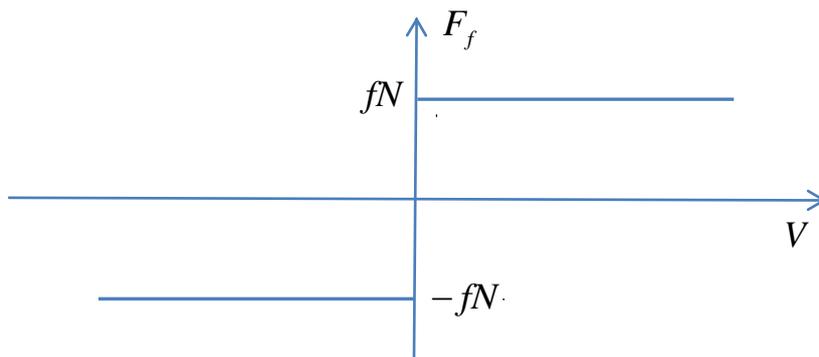


Рис. 1. Сила сухого трения Амонта-Кулона

Здесь fN - максимальная сила трения скольжения, реализуемая только при наличии относительного движения элементов трущейся пары, т.е. покрышки и полотна дороги. Величина силы трения F_f при отсутствии скольжения в точности равна сдвигающей силе F_T , которая не может преодолеть максимально возможное значение силы трения fN

$$F_f = F_T < fN. \quad (2)$$

Далее, несмотря на наличие четырех колес у типичного автомобиля и его протяженные размеры, не уменьшая общности основных результатов, будем условно считать автомобиль точечной массой при выводе уравнений движения. Случаи, когда объемность автомобиля принципиальна, будем оговаривать особо. И начнем именно с них.

При резком торможении заносит, как правило, задок автомобиля. Объясняется это тем, что центр массы автомобиля располагается обычно выше осей вращения колес. И при торможении (рис. 2, а) сила инерции приподнимает задок автомобиля (на автожаргоне машина клюет носом), увеличивая нагрузку на переднюю ось до значения N_1 и ослабевая на такую же величину нагрузку на заднюю ось до значения $N_2 < N_1$ (при условии, что центр массы автомобиля располагается примерно посередине). Соответственно, максимально возможная сила трения задней оси fN_2 становится меньше максимально возможной силы трения передней оси fN_1 . И если сила трения в тормозных дисках обеих осей F_F окажется между этими значениями

$$fN_2 < F_F < fN_1,$$

то передние колеса будут оставаться в зацеплении с дорогой, а задние начнут скользить юзом. И минимальные неровности дороги (а идеально горизонтальных дорог не бывает) неизбежно приведут к боковому заносу задка автомобиля. Этот эффект хорошо известен опытным мотоциклистам и велосипедистам, избегающим резких торможений задними колесами. Малоэффективно и чрезвычайно опасно.

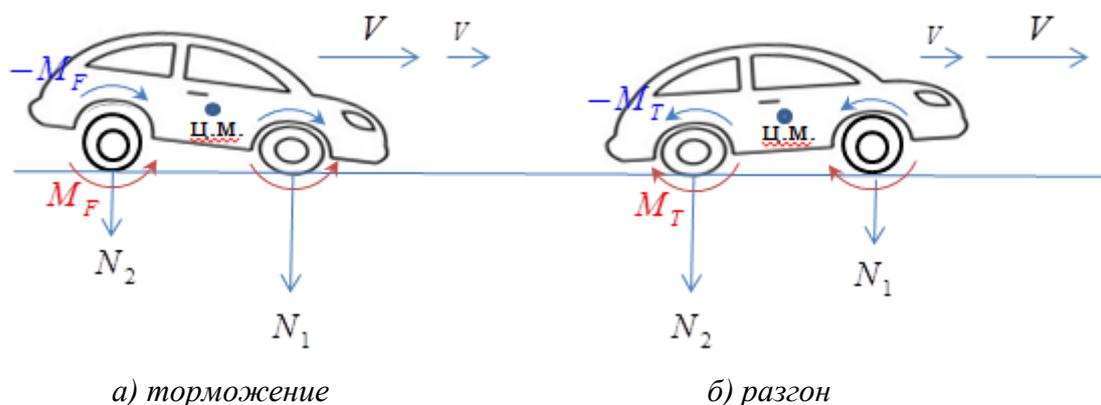


Рис. 2. Торможение и разгон автомобиля

M_F - моменты тормозного усилия, M_T - моменты тягового усилия, N_1, N_2 - силы давления колесных осей, V, v - направление и изменение скорости

Продолжаем рассматривать объемную модель автомобиля. При разгоне автомобиля (рис. 2, б), наоборот, сила инерции приподнимет передок автомобиля, и более нагруженными и лучше сцепляемыми с дорогой становятся задние колеса. Это объясняет большую эффективность разгона заднеприводных автомобилей по сравнению с переднеприводными. Однако при чрезмерном «газовании» такого автомобиля на скользкой дороге с большой вероятностью произойдет

занос задка из-за потери сцепления задних ведущих колес с дорожным покрытием вследствие их пробуксовки, что можно нередко наблюдать при резком старте заднеприводного автомобиля на перекрестке в гололедицу.

Дополнительными факторами, наклоняющими передок автомобиля при торможении и поднимающие его при разгоне, являются крутящие моменты соответственно торможения M_F и тяги M_T , приложенные к колесам со стороны кузова. На рис. 2 они обозначены красными стрелками. Согласно третьему закону Ньютона со стороны колес на кузов действуют равные по величине, но противоположные по знаку моменты $-M_F$ и $-M_T$ (синие стрелки), которые увеличивают наклоны кузова как при торможении, так и при разгоне, т.е. усиливают влияние инерционных сил! Величины этих моментов соизмеримы с моментами инерционных сил (и равны им, как нетрудно показать, при расположении центра масс кузова на уровне верха колес). Эта причина продольного наклона кузова при ускорениях транспортного средства почему-то не обсуждается в литературе (см., например, [2-15]) и совсем неизвестна даже водителям-профессионалам. Однако при низком расположении центра масс кузова указанный фактор является доминирующим в наклоне кузова и перераспределении нагрузок между колесными осями.

Разберем еще одну, также незаслуженно обойденную исследователями, причину заноса автомобиля, потерявшего сцепление с дорогой из-за резкого торможения или ускорения на идеально горизонтальной дороге без каких-либо провоцирующих боковых воздействий. Это неосевое расположение центра масс, вызванное, например, отсутствием пассажиров в легковом автомобиле или несимметричной загрузкой грузового автомобиля. Возникающий при этом момент сил инерции M_I разворачивает машину вокруг вертикальной оси. Понять причину и направление заноса легко, если найти моменты сил трения и тяги относительно центра масс. На рис. 3 наглядно представлены подобные ситуации при торможении и ускорении. Здесь F_f и F_T результирующие сила трения и сила тяги от всех колес соответственно при торможении и разгоне. Одиноким водителям особенно следует остерегаться каких-либо резких действий на скользкой дороге и по этой причине.

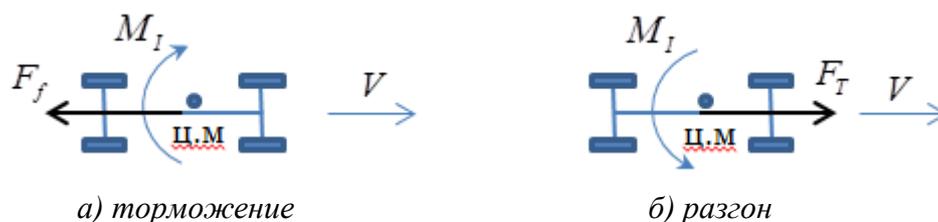


Рис. 3. Занос автомобиля из-за смещения центра масс
 F_f - сила трения, F_T - сила тяги, M_I - момент заноса

Разумеется, современные активные электронные системы безопасности автомобиля, такие как ABS (антиблокировочная система торможения), EBD (электронная система распределения тормозных усилий), ASR (антипробуксовочная система), ESP (электронная система курсовой устойчивости), BAS (система экстренного торможения), HAS (система помощи при трогании на подъеме) и др., во многом берут на себя функции безопасного вождения, обеспечивая устойчивое движение автомобиля и надежное сцепление колес с дорожным покрытием, смягчая неверные действия водителя и предупреждая аварийные ситуации. Однако все эти системы не всесильны, и понимание законов движения и правил управления автомобилем необходимо для безаварийного и приятного вождения.

Рассмотрим природу возникновения юза, пробуксовки и последующего заноса. На рис. 4 показаны распределения усилий, прилагаемых к колесу, при торможении и разгоне. Здесь все силы приложены к одному колесу, колесной паре или всему автомобилю в зависимости от контекста.

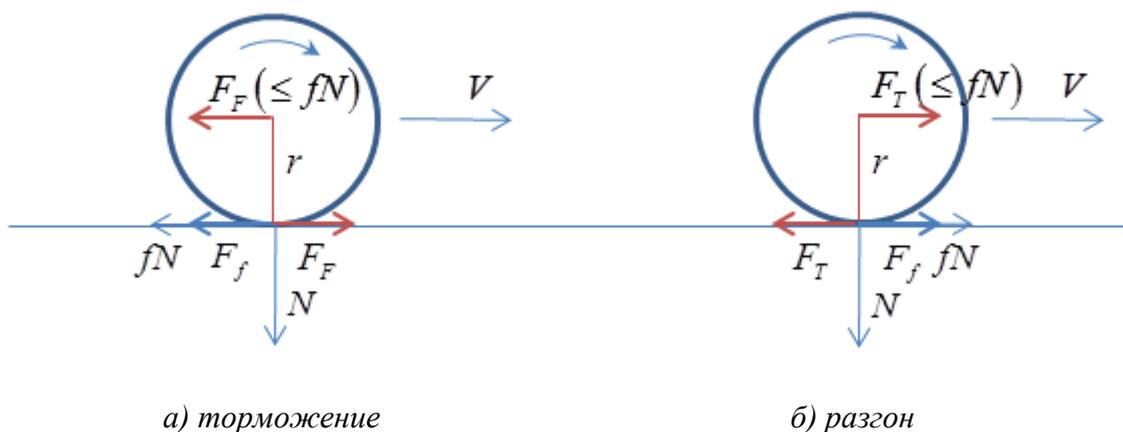


Рис. 4. Усилия при торможении и разгоне

Моменты торможения и тяги представим в виде пары сил соответственно F_F и F_T с плечами радиуса колеса r (см. рис. 4). Если при торможении тормозное усилие F_F будет меньше максимально возможной силы трения fN (условно показано на рис. 4, а), то проскальзывания колеса по дороге не будет, сила трения F_f в точности компенсирует силу торможения F_F , и результирующая тормозящая сила, равная F_F , будет приложена к оси колес и направлена назад. При возрастании тормозного момента будет увеличиваться и тормозящая сила, но только до тех пор, пока F_F не сравняется с fN . Дальнейшее увеличение тормозного момента и тормозящей силы невозможно в силу начинающегося проскальзывания колеса по дороге с частичной или полной блокировкой колеса. Такое

движение с проскальзыванием тормозящих колес называется юзом. При этом результирующая тормозящая сила будет постоянной и равной fN .

Аналогично, при разгоне (рис. 4, б) парой сил F_T , не превышающих максимально возможную силу трения fN , возникающая сила трения F_f в точности компенсирует тяговое усилие F_T , и результирующая тяговая сила, равная F_T , будет приложена к оси колес и направлена вперед. При возрастании крутящего момента будет увеличиваться и тяговая сила, но только до тех пор, пока F_T не сравняется с fN . Дальнейшее увеличение крутящего момента приведет к проскальзыванию ведущего колеса (пробуксовке) и ограничению силы тяги величиной fN . Во всех случаях результирующие силы торможения и тяги не превосходят fN . Если под N подразумевать полный вес автомобиля (а не часть нагрузки на одно колесо или ось), то ограничения для суммарных сил торможения и тяги имеют тот же вид fN . Но это справедливо только тогда, когда все четыре колеса являются тормозящими или ведущими. Первое утверждение обычно всегда выполняется. А вот если ведущей является только одна колесная пара (переднеприводный или заднеприводный автомобиль), то суммарная тяга будет не превышать $1/2 fN$. Здесь пренебрегаем небольшим уклоном дороги, который несколько уменьшит силу давления N . Для получения количественных оценок этот уклон, естественно, будет учтен.

Рассмотренные виды нерационального движения с проскальзыванием колес (юз и пробуксовка) были бы не так опасны, если бы больше не было никаких других, главным образом, боковых, сил. Однако естественный уклон дороги (рис. 5, а), малейшие неровности на ней, поворот дороги, дорожная разметка, боковой ветер и др. приводят к появлению боковых сил, которые при движении юзом или с пробуксовкой приводят к боковому заносу автомобиля со всеми вытекающими последствиями. Причиной тому является резкое уменьшение вплоть до нуля поперечной силы трения, что будет показано ниже.

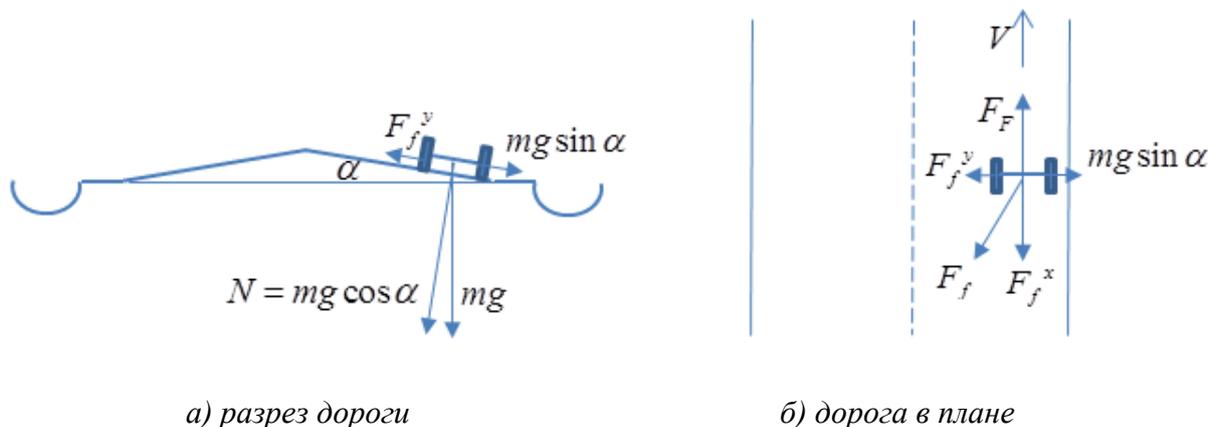


Рис. 5. Усилия на колесную ось при торможении на дороге с уклоном

Здесь к продольной силе торможения F_F (см. рис. 4, a), приложенной к нижней части колеса, добавляется поперечная составляющая силы тяжести $mg \sin \alpha$, где m - часть массы, приходящаяся на ось, $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения, α - угол поперечного уклона дорожного полотна. Чтобы колеса катились без проскальзывания во всех направлениях, необходимо, чтобы величина векторной суммы указанных сил не превосходила максимально возможную силу трения fN , т.е. должно выполняться неравенство

$$\sqrt{F_F^2 + (mg \sin \alpha)^2} < fN = fmg \cos \alpha. \quad (3)$$

Пусть сила торможения составляет некоторую часть γ максимальной силы при данном дорожном покрытии

$$F_F = \gamma fN = \gamma fmg \cos \alpha, \quad (4)$$

где $\gamma \in [0,1]$. Значение $\gamma = 0$ соответствует отсутствию торможения (стоящий или движущийся в нейтралке (накатом) автомобиль). Значение $\gamma = 1$ соответствует максимальной силе торможения, приводящей к блокировке колес и движению юзом.

Подставляя (4) в (3) и возведя в квадрат, получаем

$$\gamma^2 f^2 (mg)^2 \cos^2 \alpha + (mg)^2 \sin^2 \alpha < f^2 (mg)^2 \cos^2 \alpha.$$

Вес автомобиля, как и следовало ожидать, благополучно сокращается. И

$$\sin^2 \alpha < f^2 (1 - \gamma^2) \cos^2 \alpha.$$

Откуда получаем окончательное условие отсутствия проскальзывания

$$\operatorname{tg} \alpha < f \sqrt{1 - \gamma^2} \quad \text{или} \quad \alpha < \operatorname{arctg} (f \sqrt{1 - \gamma^2}). \quad (5)$$

Заметим, что при $\gamma = 0$ (например, стоящий автомобиль) получаем известное выражение для максимального (критического) угла наклона плоскости α_f , при котором не будет бокового соскальзывания автомобиля - так называемого угла трения

$$\operatorname{tg} \alpha_f = f \quad \text{или} \quad \alpha_f = \operatorname{arctg} f. \quad (6)$$

А при $\gamma = 1$ (максимальное торможение с блокировкой колес) даже очень небольшой угол наклона дороги (см. (5)) неизбежно приведет к боковому

заносу автомобиля, что нередко случается при экстренном торможении при отсутствии антиблокировочной системы ABS.

Введем удобный параметр, равный отношению тангенса поперечного угла наклона дороги α к тангенсу угла трения α_f , который будем использовать также и в дальнейшем. Назовем его коэффициентом угла:

$$k = \frac{\operatorname{tga}}{\operatorname{tg}\alpha_f} = \frac{\operatorname{tga}}{f}. \quad (7)$$

Тогда условие отсутствия проскальзывания (5) примет простой и понятный вид

$$k^2 + \gamma^2 < 1. \quad (8)$$

Рассмотрим причины массовых аварий на трассе «Скандинавия» при гололедице, упомянутых во введении. Пусть тормозящее усилие составляет 95 % от максимального для данного дорожного покрытия, т.е. $\gamma = 0.95$. Это достаточно интенсивное, почти экстренное торможение, не приводящее, тем не менее, к блокировке колес. В таблице 1 [5] приведены коэффициенты трения скольжения автопокрышки для различных случаев.

Таблица 1. Коэффициенты трения

Условия скольжения летней шины	Коэффициент трения f
По сухому асфальту	0.6 - 0.8
По мокрому асфальту	0.35 - 0.45
По сухой грунтовой дороге	0.4 - 0.5
По мокрой грунтовой дороге	0.3 - 0.4
По укатанному снегу	0.25 - 0.35
По льду	0.15 - 0.20

Возьмем максимальный коэффициент трения при гололедице $f = 0.2$ (заметим, не такой уж и маленький, соответствующий, например, трению мягкой стали по стали [6]). Тогда согласно (5) отсутствие бокового заноса будет при

$$\alpha < \operatorname{arctg}\left(f\sqrt{1-\gamma^2}\right) = \operatorname{arctg}\left(0.2\sqrt{1-0.95^2}\right) = 3.57^\circ.$$

В соответствии с ГОСТ 30412-96 [1] угол поперечного наклона дорожного полотна составляет от 6 % до 10 %, т.е.

$$\alpha \in [\operatorname{arctg} 0.06, \operatorname{arctg} 0.10] = [3.43^\circ, 5.71^\circ].$$

Таким образом, средний уклон дороги 4.57° больше максимально допустимого 3.57° , значит, в гололедицу даже при неэкстренном

торможении может произойти снос автомобиля в кювет, что и наблюдалось. А при экстренном торможении с блокировкой колес в гололедицу занос автомобиля произойдет при уклоне всего 1° (см. ниже). При этом левые повороты дороги добавляют к наклонной силе центробежную силу инерции, что увеличивает вероятность аварии.

Отметим, что угол трения при гололедице составляет 20 %, т.е.

$$\alpha_f = \arctg f = \arctg 0.2 = 11.3^\circ,$$

что много больше реально возможного уклона дороги и не приводит к боковому сползанию стоящего или спокойно катящегося по ледяной дороге автомобиля.

Аналогично, при резком ускорении (особенно опасно для одноприводных машин) с пробуксовкой или почти пробуксовкой ведущих колес естественный уклон дороги, покрытой льдом, может также привести к боковому заносу автомобиля и сносу его с дороги. При этом, повторим, обычное движение без интенсивных торможений и ускорений по таким дорогам вполне безопасно даже не на зимней резине.

Количественная теория заноса

Разобрав качественные аспекты природы возникновения и развития заноса автомобиля, интересно теперь получить и количественные характеристики такого движения, главной из которых является траектория движения автомобиля с заблокированными колесами (движение юзом) по наклонной дороге. Для этого построим математическую модель в виде уравнений движения автомобиля и постараемся решить полученную систему нелинейных дифференциальных уравнений.

На рис. 6 изображена схема движения автомобиля в виде точечной массы по наклонной плоскости. Как уже отмечалось, чтобы увидеть основные эффекты, такого представления вполне достаточно. Тем более что машина сползает обычно плоскопараллельно, так что моментом инерции ее можно пренебречь. Чтобы не заморачиваться с левой системой отсчета и с отрицательными координатами, наш автомобиль будет двигаться по левой стороне дороги, как если бы было левостороннее движение. Понятно, что все полученные результаты будет легко перенести для дороги с правосторонним движением.

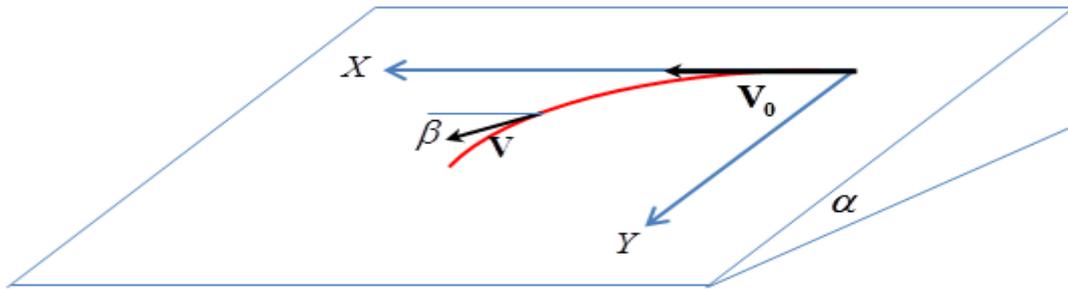


Рис. 6. Схема движения автомобиля по наклонной плоскости

Здесь ось X направлена вдоль дороги, ось Y поперек дороги и в плоскости дороги, \mathbf{V}_0 - вектор начальной скорости автомобиля, принимаемый для естественности параллельно оси X , \mathbf{V} - вектор текущей скорости автомобиля, α - угол уклона дороги, β - угол между осью X и вектором текущей скорости. Красным обозначена траектория движения.

Считаем, что в момент времени $t=0$ автомобиль, размещенный в начале координат, резко затормозил до блокировки колес и далее стал скользить по инерции, отключив двигатель от трансмиссии. Вектор и величина скорости записываются в виде

$$\mathbf{V} = \dot{X}\mathbf{i} + \dot{Y}\mathbf{j}, \quad V = \sqrt{\dot{X}^2 + \dot{Y}^2}, \quad (9)$$

где \mathbf{i} и \mathbf{j} - орты соответствующих осей.

Составление уравнения движения автомобиля в проекциях на координатные оси не вызывает особых проблем:

$$\begin{cases} m\ddot{X} = F_f^x \\ m\ddot{Y} = mg \sin \alpha + F_f^y \end{cases} \quad (10)$$

где m - масса автомобиля, F_f^x и F_f^y - проекции вектора силы трения (которая максимальна в силу проскальзывания) на оси координат, равные согласно (1) и (9)

$$F_f^x = -\frac{\dot{X}}{V} fmg \cos \alpha, \quad F_f^y = -\frac{\dot{Y}}{V} fmg \cos \alpha. \quad (11)$$

Подставляя (11) в (10) и делая естественную замену

$$x = \frac{X}{g \sin \alpha}, \quad y = \frac{Y}{g \sin \alpha}, \quad v = \frac{V}{g \sin \alpha}, \quad v_0 = \frac{V_0}{g \sin \alpha}, \quad (12)$$

получаем

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\frac{\dot{x}}{v} \frac{f}{\operatorname{tg} \alpha} \\ \ddot{y} = 1 - \frac{\dot{y}}{v} \frac{f}{\operatorname{tg} \alpha} \end{cases}.$$

Обозначая далее

$$q = \frac{f}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_f}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{k} > 1, \quad (13)$$

получаем уравнения движения в новых переменных

$$\begin{cases} \ddot{x} = -q \frac{\dot{x}}{v} \\ \ddot{y} = 1 - q \frac{\dot{y}}{v} \end{cases}. \quad (14)$$

Для упрощения системы (14), содержащей иррациональные нелинейности, перейдем от декартовых координат x и y к курсовому углу β и приведенной скорости v , связь между которыми определяется соотношениями

$$\dot{x} = v \cos \beta, \quad \dot{y} = v \sin \beta. \quad (15)$$

Тогда

$$\ddot{x} = (v \cos \beta)' = \dot{v} \cos \beta - v \sin \beta \dot{\beta}, \quad \ddot{y} = (v \sin \beta)' = \dot{v} \sin \beta + v \cos \beta \dot{\beta}. \quad (16)$$

Подставляя (15) и (16) в (14), получаем

$$\begin{cases} \dot{v} \cos \beta - v \sin \beta \dot{\beta} = -q \cos \beta \\ \dot{v} \sin \beta + v \cos \beta \dot{\beta} = 1 - q \sin \beta \end{cases}. \quad (17)$$

Вычтем из второго уравнения (17), умноженного на $\cos \beta$, первое, умноженное на $\sin \beta$:

$$v \dot{\beta} = \cos \beta.$$

Или

$$\dot{\beta} = \frac{\cos \beta}{v}. \quad (18)$$

Сложим теперь оба уравнения (17), умноженных соответственно на $\cos \beta$ и $\sin \beta$:

$$\dot{v} = \sin \beta - q. \quad (19)$$

Таким образом, объединяя (18) и (19), вместо исходной системы дифференциальных уравнений (14), содержащей иррациональности, имеем систему несложных рациональных уравнений второго порядка относительно курсового угла β и скорости v

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{\cos \beta}{v} \\ \dot{v} = \sin \beta - q \end{cases}. \quad (20)$$

Определимся с начальными условиями при $t = 0$.

$$\beta(0) = 0, \quad v(0) = v_0, \quad x(0) = 0, \quad y(0) = 0. \quad (21)$$

Заметим, что общий случай начальных условий не намного сложнее, но менее выразителен.

Получим из (20) уравнение в полных дифференциалах, разделив второе уравнение на первое

$$\frac{dv}{d\beta} = \frac{\sin \beta - q}{\cos \beta} v,$$

откуда

$$\frac{dv}{v} = \frac{\sin \beta - q}{\cos \beta} d\beta = -\frac{d(\cos \beta)}{\cos \beta} - q \frac{d\beta}{\cos \beta}. \quad (22)$$

Интегрирование (22) дает

$$\ln v = -\ln \cos \beta - q \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4} \right) + C_1. \quad (23)$$

Возведя экспоненту в степень (23), получим

$$v = \frac{1}{\cos \beta} \operatorname{ctg}^q \left(\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4} \right) C_2.$$

Константу интегрирования C_2 найдем из начальных условий (21) $\beta(0) = 0, v(0) = v_0$:

$$C_2 = v_0.$$

И окончательно имеем выражение для скорости в зависимости от курсового угла

$$v = v_0 \frac{\operatorname{ctg}^q \left(\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4} \right)}{\cos \beta}. \quad (24)$$

Для удобства и наглядности дальнейших преобразований сделаем замену

$$z = \operatorname{ctg} \left(\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4} \right). \quad (25)$$

Тогда

$$\cos \beta = \frac{2z}{1+z^2}, \quad \sin \beta = \frac{1-z^2}{1+z^2} \quad (26)$$

и

$$v = \frac{1}{2} v_0 (1+z^2) z^{q-1}. \quad (27)$$

Отметим неочевидный факт, вытекающий из (25) и (27), что при $v=0$ $z=0$ и $\beta=\pi/2$. Т.е. в конце движения вектор скорости направлен перпендикулярно оси дороги! Здесь подразумевается, что угол уклона дороги α меньше критического α_f и, соответственно (см. также (13),

$$q > 1. \quad (28)$$

Найдем границы изменения z от времени и граничные значения основных переменных:

$$\begin{aligned} z(0) &= 1, & \beta(0) &= 0, & v(0) &= 0 \\ z(T) &= 0, & \beta(T) &= \frac{\pi}{2}, & v(T) &= v_0 \end{aligned} \quad (29)$$

где T - время движения до полной остановки.

Теперь осталось найти зависимость переменной z от времени t . Для начала найдем дифференциал dz из (25), используя (26)

$$dz = d \left[\operatorname{ctg} \left(\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \right] = - \frac{d\beta}{2 \sin^2 \left(\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{4} \right)} = - \frac{d\beta}{1 + \sin \beta} = - \frac{d\beta}{1 + \frac{1-z^2}{1+z^2}} = - \frac{1+z^2}{2} d\beta.$$

Поделив на dt , получим

$$\frac{dz}{dt} = - \frac{1+z^2}{2} \frac{d\beta}{dt},$$

куда подставив $\dot{\beta}$ из (20), найдем с учетом (26) и (27)

$$\frac{dz}{dt} = - \frac{1+z^2}{2} \frac{\cos \beta}{v} = - \frac{1+z^2}{2} \frac{2 \frac{2z}{1+z^2}}{v_0 (1+z^2) z^{q-1}} = - \frac{2}{v_0 (1+z^2) z^{q-2}}.$$

Далее, имеем уравнение в полных дифференциалах

$$(1+z^2)z^{q-2}dz = -\frac{2}{v_0}dt, \quad (30)$$

решая которое, получим

$$\frac{z^{q-1}}{q-1} + \frac{z^{q+1}}{q+1} = -\frac{2}{v_0}t + C. \quad (31)$$

Константу интегрирования C находим из начальных условий (29)

$$C = \frac{1}{q-1} + \frac{1}{q+1}. \quad (32)$$

К сожалению, выразить z в явном виде через время t не удастся. Однако можно выразить из (31) и (32) время t через z :

$$t = \frac{v_0}{2} \left(\frac{1-z^{q-1}}{q-1} + \frac{1-z^{q+1}}{q+1} \right). \quad (33)$$

Отсюда, в частности, можно определить время движения до останова, подставив $z=0$,

$$T = \frac{v_0}{2} \left(\frac{1}{q-1} + \frac{1}{q+1} \right) = v_0 \frac{q}{q^2-1}. \quad (34)$$

Или в исходных параметрах

$$T = \frac{V_0}{gf \cos \alpha} \frac{1}{1-k^2}, \quad (35)$$

где k в соответствии с (13)

$$k = \frac{1}{q} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_f} < 1.$$

При $\alpha=0$ ($k=0$) получаем известный результат времени скольжения с начальной скоростью V_0

$$T = \frac{V_0}{gf}.$$

Найдем теперь зависимость координаты x от z (и здесь не удастся получить явную зависимость $x(t)$). Из (15) имеем

$$\frac{dx}{dt} = v \cos \beta .$$

Подставим v и $\cos \beta$ соответственно из (27) и (26)

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{2} v_0 (1+z^2) z^{q-1} \frac{2z}{1+z^2} = v_0 z^q .$$

Далее, подставляя dt из (30), получим уравнение в полных дифференциалах

$$dx = -\frac{v_0^2}{2} (1+z^2) z^{2q-2} dz ,$$

решение которого имеет вид

$$x = -\frac{v_0^2}{2} \left(\frac{z^{2q-1}}{2q-1} + \frac{z^{2q+1}}{2q+1} \right) + C , \quad (36)$$

где константа интегрирования C определяется из начальных условий $x(0)=0, z(0)=1$

$$C = \frac{v_0^2}{2} \left(\frac{1}{2q-1} + \frac{1}{2q+1} \right) . \quad (37)$$

Подставляя (37) в (36), получаем окончательное выражение для $x(z)$

$$x(z) = \frac{v_0^2}{2} \left(\frac{1-z^{2q-1}}{2q-1} + \frac{1-z^{2q+1}}{2q+1} \right) \quad (38)$$

или в исходных координатах с учетом (12) - (13)

$$X(z) = \frac{V_0^2}{2gf \cos \alpha} \left(\frac{1-z^{2q-1}}{2-k} + \frac{1-z^{2q+1}}{2+k} \right) . \quad (39)$$

Из (39) легко находится конечная координата по оси X , учитывая, что $z(T)=0$:

$$X_T = X(T) = \frac{V_0^2}{gf \cos \alpha} \frac{2}{4-k^2} . \quad (40)$$

При $\alpha=0$ ($k=0$) получаем известный результат длины тормозного пути при начальной скорости V_0

$$X_T = \frac{V_0^2}{2gf} .$$

Осталось найти зависимость координаты y от z (и здесь не удастся получить явную зависимость $y(t)$). Из (15) имеем

$$\frac{dy}{dt} = v \sin \beta.$$

Подставим v и $\sin \beta$ соответственно из (27) и (26)

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{2} v_0 (1+z^2) z^{q-1} \frac{1-z^2}{1+z^2} = \frac{1}{2} v_0 (1-z^2) z^{q-1}.$$

Далее, подставляя dt из (30), получим уравнение в полных дифференциалах

$$dy = -\frac{v_0^2}{4} (1-z^4) z^{2q-3} dz,$$

решение которого имеет вид

$$y = -\frac{v_0^2}{8} \left(\frac{z^{2q-2}}{q-1} - \frac{z^{2q+2}}{q+1} \right) + C, \quad (41)$$

где константа интегрирования C определяется из начальных условий $y(0)=0, z(0)=1$

$$C = \frac{v_0^2}{8} \left(\frac{1}{q-1} - \frac{1}{q+1} \right). \quad (42)$$

Подставляя (42) в (41), получаем окончательное выражение для $y(z)$

$$y(z) = \frac{v_0^2}{8} \left(\frac{1-z^{2q-2}}{q-1} - \frac{1-z^{2q+2}}{q+1} \right) \quad (43)$$

или в исходных координатах с учетом (12) - (13)

$$Y(z) = \frac{V_0^2}{8gf \cos \alpha} \left(\frac{1-z^{2q-2}}{1-k} - \frac{1-z^{2q+2}}{1+k} \right). \quad (44)$$

Из (44) легко находится конечная координата по оси Y , учитывая, что $z(T)=0$:

$$Y_T = Y(T) = \frac{V_0^2}{4gf \cos \alpha} \frac{k}{1-k^2}. \quad (45)$$

Найдем по (40) и (45) перемещениядвигающегося юзом автомобиля до остановки с начальной скоростью 60 км/час по дороге с уклоном 1° в гололедицу:

$$V_0 = 60 \frac{\text{км}}{\text{час}} = 16.7 \frac{\text{м}}{\text{с}}, f = 0.2, \alpha = 1^\circ, \cos \alpha = 0.9998, k = \frac{\text{tg} \alpha}{f} = 0.0873 \quad (46)$$

$$X_T = \frac{V_0^2}{gf \cos \alpha} \frac{2}{4 - k^2} = \frac{16.7^2}{9.81 * 0.2 * 0.9998} \frac{2}{4 - 0.0873^2} = 71.2 \text{ м}$$

$$Y_T = \frac{V_0^2}{4gf \cos \alpha} \frac{k}{1 - k^2} = \frac{16.7^2}{4 * 9.81 * 0.2 * 0.9998} \frac{0.0873}{1 - 0.0873^2} = 3.13 \text{ м} .$$

Таким образом, даже при почти горизонтальной дороге (уклон всего 1° или 1.7 %) и небольшой скорости (всего 60 км/час) при гололедице автомобиль при резком торможении окажется в кювете!

При этом траектория движения юзом согласно формулам (39) и (44) представляет собой кривую, близкую к четверти вытянутого эллипса. На рис. 7 представлена траектория движения юзом при параметрах (46). Синими стрелками обозначены направления скоростей и их величины в промежуточных точках согласно формуле (27).

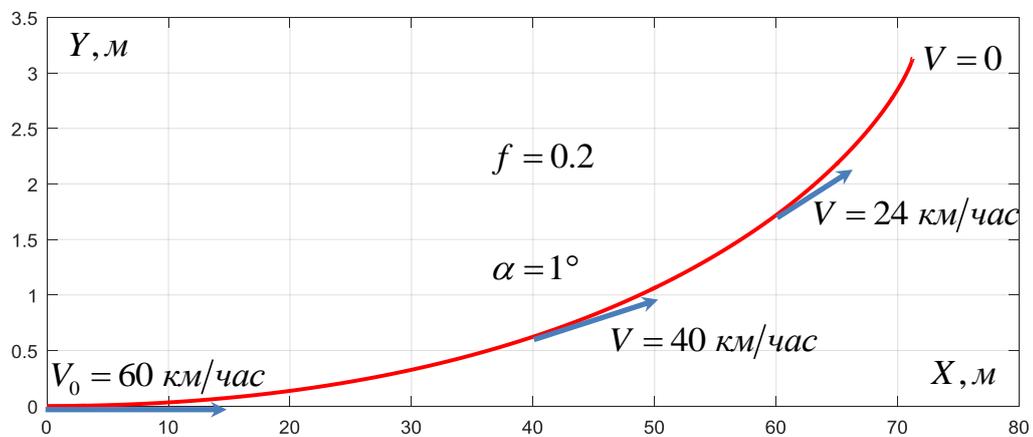


Рис. 7. Траектория движения юзом в гололедицу при уклоне дороги 1°

Сравним эти результаты с аналогичными при таких же параметрах, но на сухом асфальте. В соответствии с таблицей 1 возьмем средний коэффициент трения $f = 0.7$. Тогда

$$k = \frac{\text{tg} \alpha}{f} = 0.0249$$

$$X_T = \frac{V_0^2}{g f \cos \alpha} \frac{2}{4 - k^2} = \frac{16.7^2}{9.81 * 0.7 * 0.9998} \frac{2}{4 - 0.0249^2} = 20.3 \text{ м}$$

$$Y_T = \frac{V_0^2}{4 g f \cos \alpha} \frac{k}{1 - k^2} = \frac{16.7^2}{4 * 9.81 * 0.7 * 0.9998} \frac{0.0249}{1 - 0.0249^2} = 0.25 \text{ м} .$$

Хорошо видно, что в этом случае никаких особых проблем не возникнет. Хотя небольшое боковое смещение 25 см все же будет. Наличие ABS здесь полностью устранил занос за счет некоторого увеличения тормозного пути. Отметим, что тормозной путь в 20 м в точности совпадает с экспериментальным на сухом асфальте при скорости 60 км/час [7].

Зададимся вопросом, а можно ли вообще интенсивно тормозить на скользкой дороге? При уклоне в 1° в гололедицу имеем $k = \operatorname{tg} \alpha / f = 0.0873$ (см. (46)) и согласно условию (8) коэффициент силы торможения γ не должен превышать

$$\gamma < \sqrt{1 - k^2} = \sqrt{1 - 0.0873^2} = 0.996 ,$$

т.е. тормозное усилие в этом случае может быть почти максимально допустимым для данного состояния дорожного покрытия, лишь бы не было блокировки колес. Именно это и обеспечивает антиблокировочная система ABS. Однако не следует обольщаться, ибо данное тормозное усилие составляет от абсолютного максимума на сухом асфальте (при $f = 0.8$) весьма небольшую часть (см. (4)):

$$\frac{F_F}{F_F^{\max}} = \frac{0.996 * 0.2 N}{0.8 N} < \frac{1}{4} .$$

Таким образом, в гололедицу при уклоне дороги не более 1° следует тормозить с усилием, меньшим одной четверти от максимально возможного на сухом асфальте.

С другой стороны, торможение в гололедицу вполсилы ($\gamma = 0.5$ при $f = 0.2$) не приведет к заносу даже при нереально больших уклонах дороги. Согласно (5) имеем ограничение на уклон дороги сверху

$$\operatorname{tg} \alpha < f \sqrt{1 - \gamma^2} = 0.2 * 0.866 = 0.173 \approx 17\% .$$

Уточним, что понятие вполсилы при гололедице означает одну восьмую от максимально возможной на сухом асфальте.

«Озорства» ради найдем величину тормозного криволинейного пути S_T при движении юзом. Можно, конечно, в выражение для скорости (27) подставить дифференциал времени из (3) и проинтегрировать

получившееся уравнение в полных дифференциалах. Но пойдем более простым путем, используя баланс энергий

$$\frac{mV_0^2}{2} + mgY_T \sin \alpha = S_T f mg \cos \alpha .$$

Подставляя Y_T из (45), получаем

$$S_T = \frac{V_0^2}{4gf \cos \alpha} \frac{2-k^2}{1-k^2} . \quad (47)$$

Найдем отношение

$$\frac{S_T}{X_T} = \frac{V_0^2}{4gf \cos \alpha} \frac{2-k^2}{1-k^2} \left(\frac{V_0^2}{gf \cos \alpha} \frac{2}{4-k^2} \right)^{-1} = \frac{1(2-k^2)(4-k^2)}{8(1-k^2)} = 1 + \frac{k^2}{8} \frac{2+k^2}{1-k^2} . \quad (48)$$

Приближенные вычисления

В реальных условиях уклон дороги невелик и

$$\alpha \ll \alpha_f, \quad k = \frac{tg \alpha}{tg \alpha_f} = \frac{tg \alpha}{f} \ll 1, \quad \cos \alpha \approx 1 . \quad (49)$$

Поэтому все основные соотношения можно приближенно упростить, пренебрегая малыми величинами:

$$X_T \approx \frac{V_0^2}{2gf}, \quad Y_T \approx \frac{V_0^2}{4gf} k, \quad \frac{S_T}{X_T} \approx 1 + \frac{k^2}{4}, \quad Y_T \approx \frac{k}{2} X_T, \quad T \approx \frac{V_0}{gf} . \quad (50)$$

Проверим справедливость приближений (50) на рассмотренном примере (46) движения юзом с начальной скоростью 60 км/час по дороге с уклоном 1° в гололедицу:

$$X_T \approx \frac{V_0^2}{2gf} = \frac{16.7^2}{2 * 9.81 * 0.2} = 71.1 м, \quad Y_T \approx \frac{V_0^2}{4gf} k = \frac{16.7^2}{4 * 9.81 * 0.2} 0.0873 = 3.10 м .$$

Видно, что результаты практически совпадают даже при таком большом заносе.

Заключение

В работе подробно рассмотрена природа возникновения заноса автомобиля на различных дорогах. Причиной бокового заноса при экстренном торможении является не столь очевидное резкое уменьшение

поперечной силы трения вплоть до нуля в первый момент. Приведены не только качественные выводы, но и получены все необходимые аналитические соотношения, включая параметрическое уравнение траектории движения автомобиля юзом на дороге с поперечным уклоном. Показано, что при гололедице незначительный уклон дороги в 1° (1.7 %) может привести к сносу автомобиля с дорожного полотна в кювет при резком торможении на относительно небольшой скорости 60 км/час. Чем хуже состояние дороги в смысле сцепления ее с колесами, тем слабее следует давить на педаль тормоза, чтобы не допустить блокировки колес и неизбежного заноса. Абсолютно безопасным торможением, гарантирующим отсутствие заноса на любой скорости и на любой дороге, является торможение вполсилы от максимально допустимой для данного дорожного покрытия. При гололедице такое тормозное усилие составит всего одну восьмую от максимально возможного на сухом асфальте. Все негативные последствия экстренного торможения в равной степени относятся и к энергичному разгону с пробуксовкой ведущих колес. При этом поворот дороги, боковой ветер, дорожная разметка, выбоины, большой или неравномерный износ покрышек, несимметричная загрузка автомобиля, небольшое подергивание руля и другие артефакты заметно увеличивают вероятность заноса автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] ГОСТ 30412-96 от 1997-01-01 Дороги автомобильные и аэродромы. Методы измерений неровностей оснований и покрытий. М.: Минстрой России, ГУП ЦПП, 1996
- [2] Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. - СПб: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
- [3] Кравец В.Н. Теория автомобиля. - Нижний Новгород: НГТУ, 2007. – 368 с.
- [4] Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. – Ульяновск: УГТУ, 2008. – 120 с.
- [5] Коэффициенты трения скольжения для различных случаев [Электронный ресурс] // Студепедия. 2021. URL: <http://studepedia.org/index.php?vol=1&post=16349> (Дата обращения 04.04.2021)
- [6] Ориентировочные коэффициенты трения [Электронный ресурс] // Основы технологии машиностроения. 2021. URL: http://osntm.ru/kt_tren.html. (Дата обращения 04.04.2021)
- [7] Тормозной путь автомобиля от скорости и другие факторы (таблица) [Электронный ресурс] // Infotables.ru. Справочные таблицы. 2021. URL: <https://infotables.ru/avtomobili/1104-tormoznoj-put-avtomobilya-tablitsa#hcq=bwQJ1zs> (Дата обращения 04.04.2021)

- [8] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2017, Pp. 73–85.
- [9] Karazin V.I, Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O., Tereshin V.A. Some Ways of Stable Counterbalancing in Respect to Moving Masses on Centrifuges. Springer International Publishing Switzerland 2017, Pp. 73-85. A.Evgrafov (ed.), *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
- [10] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. *International Review of Mechanical Engineering*. 2018. T. 12. № 5. Pp. 400-404.
- [11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. *Mechanisms and Machine Science*, 2014, 19, Pp. 239–247.
- [12] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N., Evgrafov, S.A. Consideration of Friction in Linkage Mechanisms. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2020, ctp. 75–82. DOI: 10.1007/978-3-030-39500-1_8
- [13] Zhang, X., Gao, S., Wang, D., Chen, S., Qin, J. Anti-slip Control Research of Brake System with Laser Additive Manufacturing Brake Disc. 2020. Chinese Control Conference, CCC. 2020-July,9188448, c. 5493-5498
- [14] Tian, Y., Lian, Y., Zhang, T., Tang, C., Qi, S. A Lateral Active Collision Avoidance System Based on Fuzzy-PID and Sliding Mode Control for Electric Vehicles. 2020. Proceedings of 2020 IEEE 9th Data Driven Control and Learning Systems Conference, DDCLS 2020 9275258, c. 438-442
- [15] Ma, Y., Li, Z., Malekian, R., Zheng, S., Sotelo, M.A. A novel multimode hybrid control method for cooperative driving of an automated vehicle platoon. 2021. *IEEE Internet of Things Journal*. 8(7),9241040, c. 5822-5838.

A.A.Sukhanov

SLIDING ON INCLINED PLANE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the mode of braking of a car with locked or almost locked wheels on an inclined plane that simulates the natural and necessary lateral slope of the roadway. Not only is a qualitative explanation of the emerging effect of the side skid of the car given, but also a quantitative

description of the trajectory of motion, obtained by the analytical solution of nonlinear differential equations of the corresponding mathematical model. The reason for such a lateral skid during emergency braking is the not so obvious sharp decrease in the lateral friction force. Concrete calculations of the emergency braking trajectory under unfavorable road conditions have been carried out.

Key words: car, emergency braking, sliding

REFERENCES

- [1] GOST 30412-96. Roads and aerodromes. Methods for measuring unevenness of foundations and pavements M.: Ministry of Construction of Russia, GUP TsPP, 1996
- [2] Tarasik V.P. The theory of vehicle motion. - SPb: BHV-Petersburg, 2006. - 478 p.
- [3] Kravets V.N. Theory of the automobile. - Nizhny Novgorod: NSTU, 2007. - 368 p.
- [4] Khusainov A.Sh., Selifonov V.V. The theory of the car. - Ulyanovsk: USTU, 2008. - 120 p.
- [5] Sliding friction coefficients for different cases [Electronic resource] // Studepedia. <http://studepedia.org/index.php?vol=1&post=16349>. Reference date 04.04.2021
- [6] Approximate friction coefficients [Electronic resource] // Fundamentals of mechanical engineering technology. 2021. URL: http://osntm.ru/kt_tren.html. (Reference date 04.04.2021).
- [7] Braking distance of the car from the speed and other factors (table) [Electronic resource] // Infotables.ru. Reference tables. 2021. URL: <https://infotables.ru/avtomobili/1104-tormoznoj-put-avtomobilya-tablitsa#hcq=bwQJ1zs> (Reference date 04.04.2021)
- [8] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, Pp. 73–85.
- [9] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O., Tereshin V.A. Some Ways of Stable Counterbalancing in Respect to Moving Masses on Centrifuges. Springer International Publishing Switzerland 2017, Pp. 73-85. A.Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
- [10] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. International Review of Mechanical Engineering. 2018. T. 12. № 5. Pp. 400-404.

- [11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. *Mechanisms and Machine Science*, 2014, 19, Pp. 239–247.
- [12] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N., Evgrafov, S.A. Consideration of Friction in Linkage Mechanisms. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2020, ctp. 75–82. DOI: 10.1007/978-3-030-39500-1_8
- [13] Zhang, X., Gao, S., Wang, D., Chen, S., Qin, J. Anti-slip Control Research of Brake System with Laser Additive Manufacturing Brake Disc. 2020. *Chinese Control Conference, CCC. 2020-July*,9188448, c. 5493-5498
- [14] Tian, Y., Lian, Y., Zhang, T., Tang, C., Qi, S. A Lateral Active Collision Avoidance System Based on Fuzzy-PID and Sliding Mode Control for Electric Vehicles. 2020. *Proceedings of 2020 IEEE 9th Data Driven Control and Learning Systems Conference, DDCLS 2020* 9275258, c. 438-442
- [15] Ma, Y., Li, Z., Malekian, R., Zheng, S., Sotelo, M.A. A novel multimode hybrid control method for cooperative driving of an automated vehicle platoon. 2021. *IEEE Internet of Things Journal*. 8(7),9241040, c. 5822-5838.

УДК 621.01

В.М. Третьяков

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ



Владимир Михайлович Третьяков, д.т.н., ведущий научный сотрудник акционерного общества «Всероссийский научно-исследовательский институт «СИГНАЛ», г. Ковров
Тел.: (49232) 9-04-31, E-mail: mail@vniisignal.ru.

Аннотация

Значительное уменьшение количества специалистов, знающих ТММ в объеме специалитета, привело к снижению качества разработки документации. Увеличилось количество ошибок при расчетах механизмов, в том числе и планетарных передач. Справочник [1] оказался слишком сложен для бакалавров. В этой связи автором предложено использовать графический метод определения КПД планетарных передач, который позволяет в наглядной графической форме представить моменты сил, действующие на звенья, их абсолютные и относительные скорости и подготовить корректные исходные данные для проведения автоматизированных расчетов на прочность цилиндрических зубчатых передач планетарных механизмов, например, с помощью системы АРМ WinMachine.

Ключевые слова: планетарная передача, КПД, графический метод, автоматизированные расчеты.

Введение

В связи с широким применением планетарных передач в технике разного вида, проблема определения их КПД остается актуальной [2 - 9]. Для решения задачи определения КПД планетарных передач в [2] предложено три разных метода. В данной работе предлагается четвертый графический подход к решению этой задачи, основанный на построении

картины моментов сил [5]. Для графического определения КПД требует с высокой точностью определить моменты сил, действующие на звенья передачи, и знать их направления. Современные программы компьютерной графики позволяют решать эти задачи, что дает возможность определить КПД с точностью, сопоставимой с аналитическим расчетом.

Определение КПД планетарных передач основано на соотношении

$$\eta = \frac{\tilde{u}}{u} = \frac{\tilde{u}M_{\text{ВХ}}}{uM_{\text{ВХ}}} = \frac{M_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТР}}}{M_{\text{ВЫХ}}}, \quad (1)$$

где u – кинематическое передаточное отношение передачи;

\tilde{u} – силовое передаточное отношение передачи, учитывающее потери на трение в зубчатых зацеплениях;

$M_{\text{ВХ}}$ – момент на входном звене;

$M_{\text{ВЫХ}}$, $M_{\text{ВЫХ}}^{\text{ТР}}$, – момент на выходном звене без учета потерь на трение и с учетом потерь.

Путем построения картины распределения моментов сил планетарной передачи определяются моменты на выходном звене без учета и с учетом потерь на трение в зубчатых зацеплениях. Затем по формуле (1) определяется КПД передачи.

Учет потерь на трение в зубчатом зацеплении при графическом методе

Влияние трения на уменьшение выходного момента на ведомом колесе зубчатой передачи учитывается смещением полюса зацепления P_{ag} (на рисунках этот полюс изображается окружностью) от его истинного геометрического положения (рис. 1 и рис. 2), определяемого точкой соприкосновения начальных окружностей взаимодействующих зубчатых колес. *Вычерчиваемые в масштабе кинематические схемы планетарных передач с зубчатыми колесами, изготовленными со смещением инструмента, должны изображаться начальными окружностями колес [5].*

На рис. 1 для внешнего зацепления показано смещение Δ полюса зацепления, учитывающее потери на трение в зубчатом зацеплении в зависимости от того, какое колесо является ведущим.

При ведущем колесе a величина смещения определяется по формуле

$$\Delta_a = \frac{r_{wa}r_{wg}(1-\eta_{ag})}{r_{wg}\eta_{ag}+r_{wa}}, \quad (2)$$

где η_{ag} – КПД зубчатого зацепления, образованного зубчатыми колесами a и g .

При ведущем колесе g величина смещения определяется по формуле

$$\Delta_g = \frac{r_{wa}r_{wg}(1-\eta_{ga})}{r_{wa}\eta_{ga}+r_{wg}}. \quad (3)$$

Из рис. 1 следует, что *положение полюса зацепления с учетом потерь на трение $P_{ag}^{\text{ТР}}$* (на рисунках этот полюс изображается квадратом) *при*

внешнем зацеплении смещается на величину Δ в сторону увеличения радиуса ведущего колеса. Индекс при Δ обозначает ведущее колесо.

На рисунке 2 для внутреннего зацепления показано смещение Δ полюса зацепления, учитывающее потери на трение в зубчатом зацеплении в зависимости от того, какое колесо является ведущим.

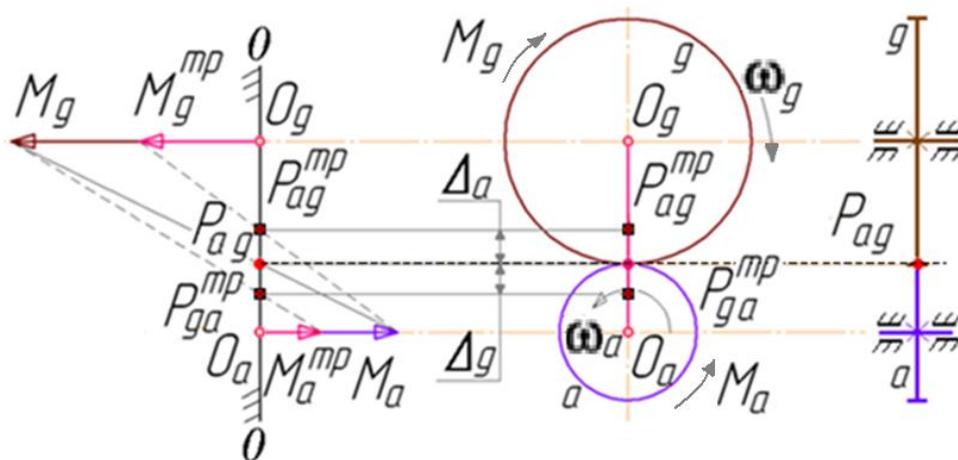


Рис. 1

При ведущем колесе g величина смещения определяется по формуле

$$\Delta_g = \frac{r_{wb}r_{wg}(1-\eta_{gb})}{r_{wb}\eta_{gb}-r_{wg}}, \quad (4)$$

где η_{gb} – КПД зубчатого зацепления, образованного зубчатыми колесами g и b .

При ведущем колесе b величина смещения определяется по формуле

$$\Delta_b = \frac{r_{wb}r_{wg}(1-\eta_{bg})}{r_{wg}\eta_{bg}-r_{wb}}. \quad (5)$$

Будем считать, что $\eta_{ag} = \eta_{ga}$, $\eta_{gb} = \eta_{bg}$. Величину КПД силовой зубчатой передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами (прямозубыми и косозубыми), которым учитываются потери на трение только в зацеплении, определяем по формуле, заимствованной в [3]:

$$\eta_3^h \approx 1 - 2,3\mu \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (6)$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев колес, образующих зацепление.

При определении КПД силовой зубчатой передачи можно использовать результаты, представленные в [10] – [12].

Из рисунка 2 следует, что при внутреннем зацеплении положение полюса зацепления с учетом потерь на трение $P_{gb}^{тр}$ смещается на величину Δ в сторону увеличения радиуса ведущего колеса с внешними зубьями. Величина смещения, найденная по формуле (5), всегда получается со знаком «-». Это означает, что полюс зацепления нужно сдвинуть в

сторону уменьшения радиуса ведущего колеса b , имеющего внутренние зубья.

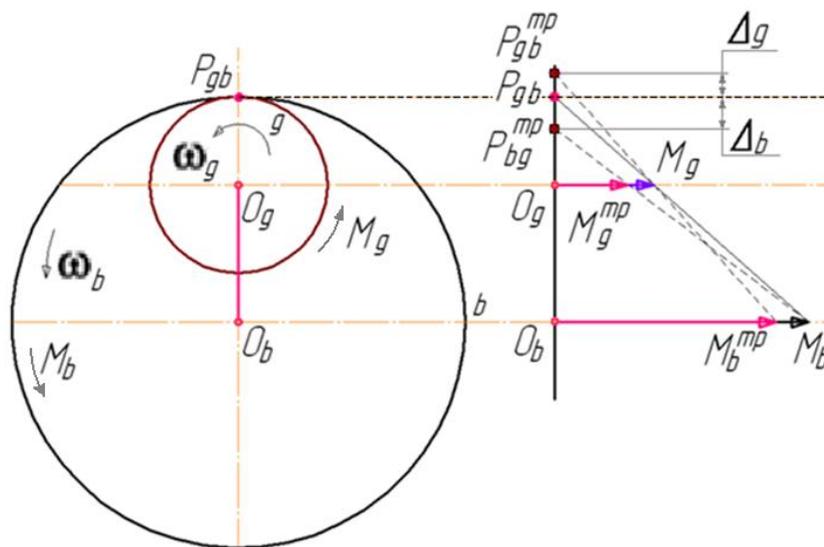


Рис. 2

При определении потерь на трение в зубчатых передачах будем принимать, что коэффициент трения в зубчатом зацеплении $\mu = 0,05 - 0,1$. При определении КПД тяжело загруженных передач, предназначенных для кратковременной работы, (типа 3К и 2К-Н с двумя внутренними зацеплениями) рекомендуется [3] принимать $\mu = 0,1 - 0,12$.

Определение моментов сил, действующих на звенья

При установившемся движении для любой планетарной передачи (см., например, рис. 3) сумма моментов внешних сил, действующих на три ее центральных (основных) звена (временно обозначим их «А», «В» и «С»), равна нулю:

$$\bar{M}_A + \bar{M}_B + \bar{M}_C = 0. \quad (7)$$

К входному звену приложен момент движущих сил, направление которого совпадает с направлением движения звена. К другим звеньям приложены моменты сил сопротивления, препятствующие движению звеньев. Поэтому в приведенном выше уравнении один из моментов является движущим, два другие – моменты сил сопротивления. Пусть момент на звене «А» будет движущим моментом $\bar{M}_A^{дв}$. Остальные слагаемые уравнения ($\bar{M}_B^{сопр}$ и $\bar{M}_C^{сопр}$) являются моментами сил сопротивления. Уравнение (7) примет вид:

$$\bar{M}_A^{дв} + \bar{M}_B^{сопр} + \bar{M}_C^{сопр} = 0. \quad (8)$$

Сумма моментов сил сопротивления равна по модулю и противоположна по направлению сумме моментов движущих сил,

создаваемых на этих же центральных звеньях взаимодействующими с ними другими звеньями передачи: $\bar{M}_B^{\text{сопр}} = -\bar{M}_B^{\text{дв}}$, $\bar{M}_C^{\text{сопр}} = -\bar{M}_C^{\text{дв}}$.

Все моменты сил на картинах моментов представляют собой моменты движущих сил, действующих на звенья передачи. Поэтому в уравнении (8) моменты сил сопротивления должны быть заменены моментами движущих сил, действующих на те же центральные звенья. В результате получим уравнение вида

$$\bar{M}_A^{\text{дв}} - \bar{M}_B^{\text{дв}} - \bar{M}_C^{\text{дв}} = 0. \quad (9)$$

Один из моментов уравнения (9), например, $\bar{M}_A^{\text{дв}}$ известен и равен движущему моменту внешних сил, создаваемому двигателем. Величина второго момента определяется построением картины моментов сил. Оставшийся неизвестным третий момент $\bar{M}_B^{\text{дв}}$ или $\bar{M}_C^{\text{дв}}$ находится из (9) по формулам (10) или (11):

$$\bar{M}_B^{\text{дв}} = \bar{M}_A^{\text{дв}} - \bar{M}_C^{\text{дв}}, \quad (10)$$

$$\bar{M}_C^{\text{дв}} = \bar{M}_A^{\text{дв}} - \bar{M}_B^{\text{дв}}. \quad (11)$$

Таким образом, на построенной картине моментов сил неизвестный момент, действующий на одно из центральных звеньев, определяется длиной отрезка, соединяющего концы векторов двух известных моментов, действующих на центральные звенья планетарной передачи. Пример приведен в правой части рис. 3. Известен момент движущих сил \bar{M}_a . Момент \bar{M}_b определяется геометрическими построениями, основанными на теореме Виллиса $u_{ag} = \frac{\omega_a}{\omega_g} = \frac{O_g P_{ag}}{O_a P_{ag}} = \frac{r_{wg}}{r_{wa}} = \frac{M_g}{M_a}$. В соответствии с (11) величина момента на водиле определяется по формуле:

$$\bar{M}_h = \bar{M}_a - \bar{M}_b. \quad (12)$$

Таким образом, величина момента на водиле определяется длиной отрезка, соединяющего концы направленных в разные стороны векторов моментов \bar{M}_a и \bar{M}_b . Все векторы расположены на одной прямой, поэтому модуль момента на водиле определяется из выражения $M_h = M_a + M_b$. Направление момента \bar{M}_h совпадает с направлением вращения водила, так как этот момент также является моментом движущих сил. Подобная ситуация имеет место и для других планетарных передач.

Использование графического метода представлено примером определения КПД передачи \mathbf{B}_{ah}^b . (рис. 4) Модули моментов сил, действующих на три центральных звена передачи, связаны соотношением:

$$M_h = M_a + M_b. \quad (13)$$

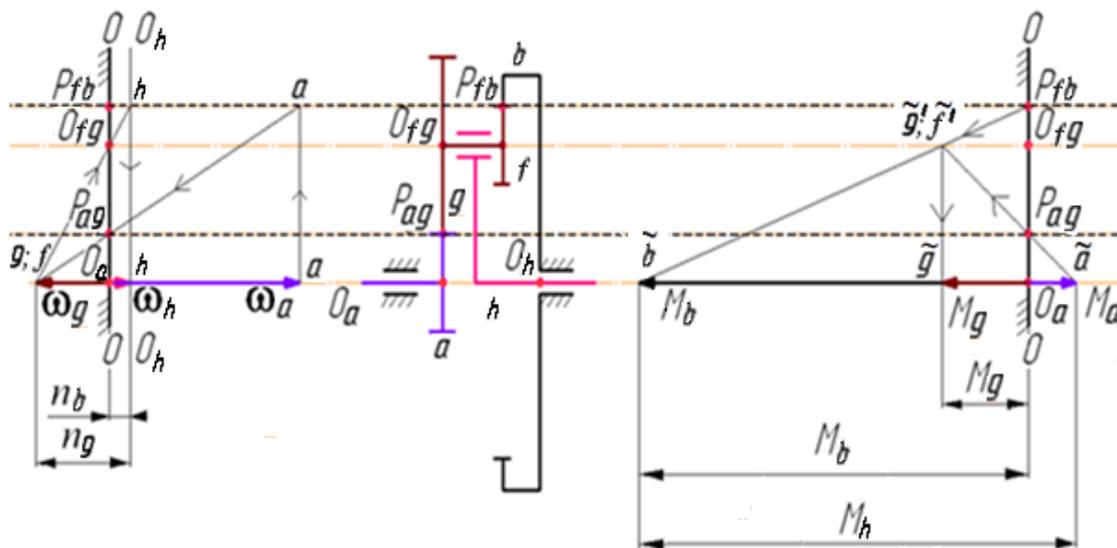


Рис. 3

Графическое определение КПД планетарных передач

Сначала определим КПД механизма, передающего движение от солнечного колеса a к водилу h . Из-за потерь на трение момент на водиле M_h должен уменьшиться. Момент M_a – неизменный по величине внешний момент движущих сил. Величина его определяется используемым двигателем. Уменьшение момента M_h возможно только при уменьшении за счет потерь на трение момента M_b (см. формулу (13)). Для этого в зубчатом зацеплении, образованном колесами b и f , колесо b должно быть ведомым. В этом случае к нему приложен меньший по величине момент, чем при отсутствии трения ($M_b^{тр} < M_b$, рис. 2). Момент на колесе b определяется по формуле

$$M_b^{тр} = M_g^{тр} u_{fb} \eta_{fb}. \quad (14)$$

Так как колесо f ведущее, то установленное с ним на одном валу колесо g является ведомым. Момент на нем определяется по формуле

$$M_g^{тр} = M_a u_{ag} \eta_{ag}. \quad (15)$$

В зубчатом зацеплении, образованном колесами a и g , колесо a является ведущим.

По формуле (6) определяется КПД внешнего зубчатого зацепления, образованного колесами a и g , и внутреннего зацепления, образованного колесами b и f .

Для учета влияния на моменты сил КПД зубчатого зацепления по формуле (2) определяется смещение Δ_a полюса зацепления $P_{ag}^{тр}$. Это смещение происходит в сторону увеличения радиуса ведущего колеса a (рис. 4). По формуле аналогичной (4) определяется смещение Δ_f полюса зацепления $P_{fb}^{тр}$, которое тоже осуществляется в сторону увеличения радиуса ведущего колеса f . Строим картину моментов при новых

положениях полюсов зацепления (построения проведены пунктирными линиями). В результате находим момент на водиле $M_h^{тр}$ с учетом потерь на трение в зубчатых зацеплениях. По формуле (1) определяется КПД. Результаты, полученные графическим способом и аналитически, приведены на рис. 4. Для наглядности значения КПД зубчатых зацеплений занижены.

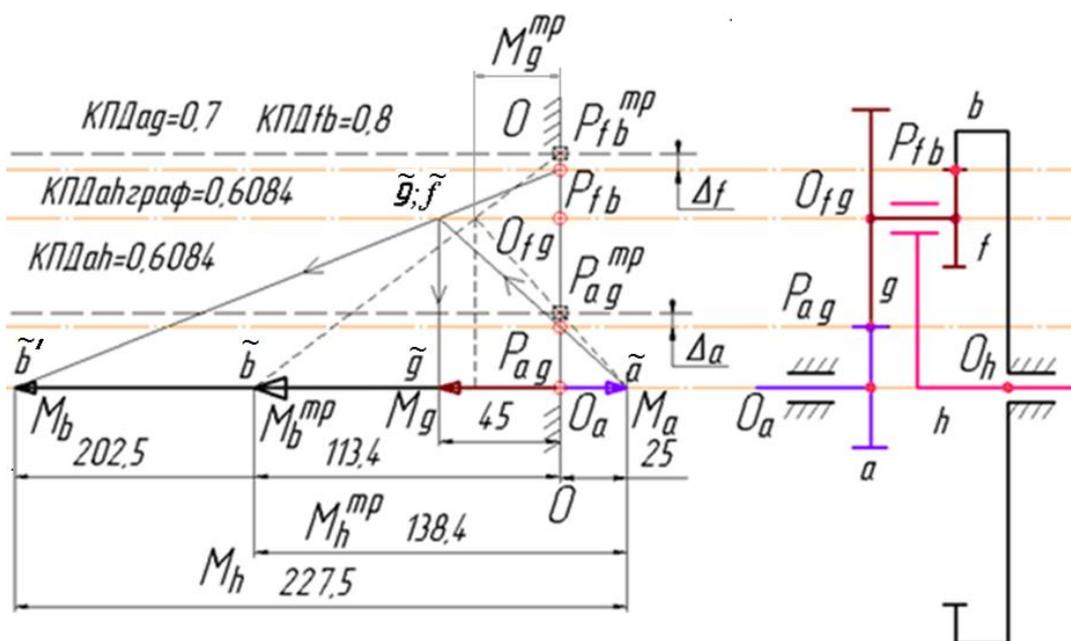


Рис. 4

Далее определяем КПД механизма, передающего движение от водила к солнечному колесу B_{ha}^b . В соответствии с уравнением (13) и картиной моментов сил, приведенной на рисунке 3, модуль выходного момента на солнечном колесе a определяется по формуле:

$$M_a = M_h - M_b. \quad (16)$$

Из-за потерь на трение момент M_a на колесе a должен уменьшиться. Момент M_h – неизменный по величине внешний момент движущих сил. Уменьшение момента M_a возможно только при увеличении момента M_b , которое происходит за счет потерь на трение. Поэтому в зубчатом зацеплении, образованном колесами b и f , колесо b должно быть ведущим, так как в этом случае к нему приложен больший по величине момент ($M_b^{тр} < M_b$, рис. 2). Момент на колесе b определяется по формуле:

$$M_b^{тр} = M_g^{тр} u_{fb} / \eta_{fb}. \quad (17)$$

Так как колесо f ведомое, то установленное с ним на одном валу колесо g является ведущим. Момент на нем определяется по формуле:

$$M_g^{тр} = M_a u_{ag} / \eta_{ag}. \quad (18)$$

Таким образом, в зубчатом зацеплении, образованном колесами a и g , колесо g является ведущим.

По формуле (6) определяется КПД внешнего зубчатого зацепления, образованного колесами a и g , и КПД зубчатой пары внутреннего зацепления, образованной колесами b и f .

Для графического определения КПД по формуле (3) определяется смещение Δ_g полюса зацепления $P_{ag}^{тр}$ в сторону увеличения радиуса ведущего колеса g (рис. 5). По формуле (5) определяется смещение Δ_b полюса зацепления $P_{fb}^{тр}$ в сторону уменьшения радиуса ведущего колеса b из-за отрицательного значения величины смещения (рис. 5 и 6). Строим картину моментов при новых положениях полюсов зацепления (на рис. 5 – рис. 7 построения проведены пунктирными линиями). В результате находим момент на колесе a с учетом потерь на трение в зубчатых зацеплениях $M_a^{тр}$. По формуле (1) определяется КПД. Результаты построений и расчетов приведены на рисунке 7.

Построение картины моментов сил по заданному моменту M_h на водиле выполняется в следующей последовательности:

а) через оси вращения центральных звеньев и сателлитов проводятся линии центров (штрихпунктирные линии) (рис.5);

б) на кинематической схеме механизма осуществляется смещение Δ_g полюса зацепления $P_{ag}^{тр}$ в сторону увеличения радиуса ведущего колеса g и смещение Δ_b полюса зацепления $P_{fb}^{тр}$ в сторону уменьшения радиуса ведущего колеса b из-за отрицательного значения величины смещения;

в) через полюсы зацеплений $P_{ag}^{тр}$ и $P_{fb}^{тр}$, найденные с учетом трения, проводим линии полюсов (штриховые линии, рис. 5);

г) вдоль линий центров и полюсов откладываем в масштабе заданное значение момента на водиле M_h , проводим вертикальные прямые, пересекающие линии полюсов. Полученный прямоугольник $\tilde{b}'\tilde{b}''\tilde{a}''\tilde{a}'$ позволяет найти на линии центра O_{fg} точку \tilde{g}' , являющуюся концом вектора момента $M_g^{тр}$. Точки \tilde{a} и \tilde{b} определяют положения концов векторов моментов $M_a^{тр}$ и $M_b^{тр}$, которые расположены на линии центров, проходящей через точки O_a и O_h ;

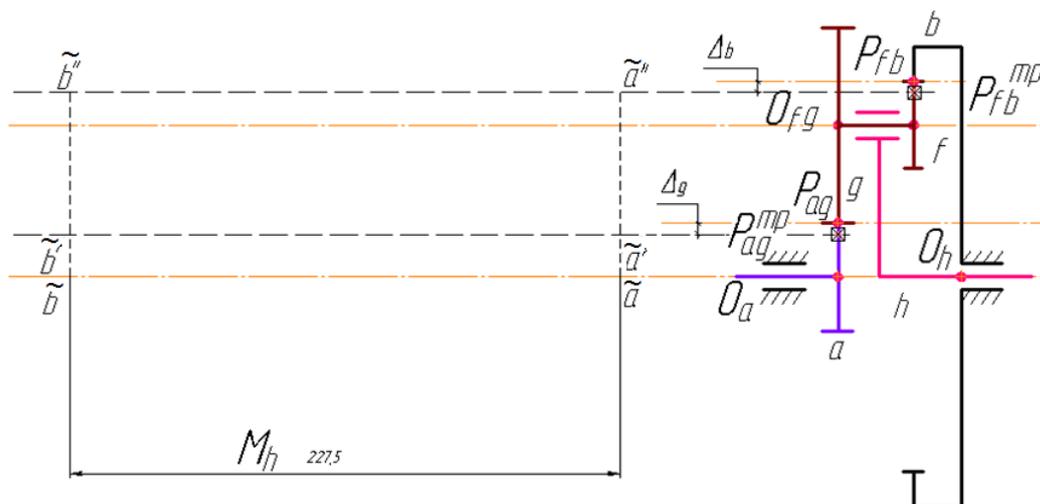


Рис. 5

д) для определения положения конца вектора момента $M_g^{\text{тр}}$ проводим диагональ $\tilde{a}''\tilde{b}'$ прямоугольника $\tilde{b}'\tilde{b}''\tilde{a}''\tilde{a}'$ (рисунок 6). Проведенная диагональ отмечена одинарной стрелкой. Искомый конец вектора $M_g^{\text{тр}}$ совпадает с точкой пересечения диагонали $\tilde{a}''\tilde{b}'$ с линией центра O_{fg} (точка \tilde{g}');

е) для определения положения нулевой линии, на которой размещаются начала векторов моментов, проводим следующие построения:

- из точки \tilde{b} через точку \tilde{g}' проводим прямую до пересечения с линией полюса $P_{fb}^{\text{тр}}$, полученная точка O , принадлежащая нулевой линии, отмечена квадратом с диагоналями;

- из точки \tilde{a} до точки \tilde{g}' проводим отрезок, который пересекается с линией полюса $P_{ag}^{\text{тр}}$, полученная точка O , принадлежащая нулевой линии, отмечена квадратом с диагоналями, положения обеих найденных точек отличаются только вертикальными координатами, а обе проведенные линии $\tilde{b}\tilde{a}''$ и $\tilde{a}\tilde{g}'$ выделены двойными стрелками;

- точки, отмеченные квадратами с диагоналями, соответствуют полюсам зацеплений, учитывающим влияние трения на передаваемые моменты сил, через них проведена нулевая линия OO (рисунок 7);

более сложного примера на рис. 8 приведены картины распределения скоростей и моментов сил, используемых для определения КПД передачи ЗК. Проведенный графическим методом расчет КПД передачи ЗК по данным примеров 7 (с. 34) и 4 (с. 98) книги [3] дал следующие результаты: КПД передачи, найденный графическим методом равен 0,8557. КПД приведенный в примере 4 равен 0,85, а рассчитанный по формуле (1) из табл.6 [3] равен 0,856.

В АО «ВНИИ «Сигнал», г. Ковров, на основе данного подхода выпущена «Методика расчета КПД элементов приводов и подготовки исходных данных для расчета цилиндрических зубчатых передач при проектировании планетарных механизмов». В ней для 26 вариантов планетарных механизмов приведены картины распределения угловых скоростей, моментов сил и формулы для их расчета и определения КПД.

Графический метод позволяет наглядно увидеть расположение векторов угловых скоростей зубчатых колес и приложенных к ним моментов сил. Он дает информацию о значениях этих кинематических и силовых параметров. Это упрощает решение задач кинематического и силового исследования зубчатых механизмов, позволяет снизить количество ошибок и самостоятельно проводить расчеты даже начинающим разработчикам.

Выводы

Графические методы, благодаря использованию современных программ компьютерной графики, позволяют получить результаты определения КПД, моментов сил и скоростей звеньев по точности не уступающие аналитическим. Преимуществом графического подхода является наглядность результатов и возможность их использования для подготовки исходных данных для проведения автоматизированных расчетов на прочность зубчатых колес планетарных передач. Потери на трение в опорах звеньев могут быть легко учтены уменьшением длин векторов моментов на картинах моментов сил планетарных передач. Определение КПД планетарной передачи с использованием картины моментов сил способствует учету зависимости КПД зубчатого зацепления от передаваемого крутящего момента [10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. Наук В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1977. 536 с., с ил.
- [2] Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. Учебное пособие для студентов Вузов. Изд. 4-е исправленное. М., «Машиностроение», 592с.
- [3] Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Изд-во «Машиностроение» Ленинградское отделение. 1966. 307 с., с ил.
- [4] Планетарные механизмы (оптимальное проектирование)/ В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. унт. «Харьк. авиац. ин-т», 2003. – 446 с.
- [5] Третьяков В.М. Графический метод построения картины распределения угловых скоростей зубчатых механизмов // Теория механизмов и машин. – 2011. - №2. – Том 9.- С.76-84.
- [6] Никитин С.В., Костюк И.В., Рогов В.Р., Черепнина Т.Ю. Некоторые методы повышения КПД планетарной передачи // Научное образование. – 2020. - № 3 (8). - С.288-292.
- [7] Валеев Д.Х., Гумеров И.Ф., Карабцев В.С. Методика определения потерь в трансмиссии двухосных колесных транспортных средств // Вестник машиностроения. - 2020. - № 6. - С. 22-28.
- [8] Long-Chang Hsieh, Hsiu-Chen Tang. On the Meshing Efficiency of 2K-2H Type Planetary Gear Reducer // Advances in Mechanical Engineering 2013(5):1-7 January 2013. https://www.researchgate.net/publication/275073694_On_the_Meshing_Efficiency_of_2K-2H_Type_Planetary_Gear_Reducer (дата обращения 10.03.2020).
- [9] Long-Chang Hsieh, Tzu-Hsia Chen. The engineering design and efficiency analysis of gear reducer for gear-motor // Proceedings of the ICIDM-14, International Conference on Innovative Design and Manufacturing 2014. https://www.researchgate.net/publication/286679951_The_engineering_design_and_efficiency_analysis_of_gear_reducer_for_gear-motor (дата обращения 10.03.2020).
- [10] Павлов В.Г. Влияние контактно-кинематического проскальзывания в зубчатом зацеплении на износ и КПД цилиндрических эвольвентных зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2010. - № 4. - С. 81-85.
- [11] Киричек А.В., Титенок А.В., Титенок И.А. Повышение коэффициента полезного действия зубчатого зацепления // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2019. - № 3 (76). - С. 43-50.

- [12] Ляшенко М.В., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов В.В., Потапов П.В., Клементьев Е.В., Долотов А.А. Исследование КПД трансмиссии в зависимости от условий нагружения // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2016. № 4 (16). С. 11-16.

V.M. Tretyakov

A GRAPHICAL METHOD OF PLANETARY TRANSMISSION EFFICIENCY DETERMINATION

V.A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy, Russia

Abstract

A significant reduction of specialists having a master's degree in the field of Theory of Machines and Mechanisms led to degradation of documentation quality. There appear more errors in calculations of mechanisms, including planetary transmissions. Reference book [1] turned to be too complicated for bachelors to understand. That is why the author of the present paper suggests a graphical method of planetary transmission efficiency determination. This method allows representing moments of forces acting on mechanism members and their absolute and relative speeds in a visual graphical form. It also helps to prepare the initial data for computer-aided analyses of strength of planetary mechanisms cylindrical gear transmissions (it can be done, for example, using system APM WinMachine).

Key words: planetary transmission, efficiency, graphical method, computer-aided analyses.

REFERENCES

- [1] Kudryavtsev V.N., Kirdyashev Yu.N. Planetary Transmissions. Reference Book. Mashinostroenie. 1977. p. 536.
- [2] Kozhevnikov S.N. Mechanisms and Machines Science. Student Training Manual. Ed. 4. Mashinostroenie. p. 592.
- [3] Kudryavtsev V.N. Planetary Transmissions. Mashinostroenie. 1966. p. 307.
- [4] Tkachenko V.A. Planetary Mechanisms (Optimal Design). Kharkov Aeronautical Institute. 2003. p. 446.
- [5] Tretyakov V.M. A Graphical Method of Depicting a Distribution Pattern of Gear Units Angular Velocities. Mechanisms and Machines Science. 2011. No.2. Vol. 9. pp. 76-84.
- [6] Nikitin S.V., Kostyuk I.V., Rogov V.R., Cherepnina T.Yu.. Some Ways for Improving the Efficiency of Planetary Transmission. Science Education.

2020. No. 3 (8). pp. 288-292.
- [7] Valeev D.Kh., Gumerov I.F., Karabtsev V.S. Procedure of Transmission Loss Assessment for Two-Axle Wheeled Vehicles. Russian Engineering Research. 2020. No. 6. pp. 22-28.
- [8] Long-Chang Hsieh, Hsiu-Chen Tang. On the Meshing Efficiency of 2K-2H Type Planetary Gear Reducer. Advances in Mechanical Engineering. 2013 (5):1-7.
- [9] Long-Chang Hsieh, Tzu-Hsia Chen. The Engineering Design and Efficiency Analysis of Gear Reducer for Gear-Motor. Proceedings of the ICIDM-14, International Conference on Innovative Design and Manufacturing 2014.
- [10] Pavlov V.G. The Influence of Contact Kinematic Sliding in a Gear Mesh on Wear and Efficiency of Involute Spur Gears. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2010. No. 4. pp. 81-85.
- [11] Kirichek A.V., Titenok A.V., Titenok I.A. Improving Efficiency of Gear Mesh. Bulletin of Baltic State Technical University. 2019. No. 3 (76). pp. 43-50.
- [12] Lyashenko M.V., Sokolov-Dobrev N.S., Shekhovtsev V.V., Potapov P.V., Klement'ev E.V., Dolotov A.A., Study of Transmission Efficiency Depending on Loading Conditions. Saving of Energy and Resource: Industry and Transport. 2016. No. 4 (16). pp. 11-16.

УДК 621.83.062.1

С.И. Худорожков¹, А.В.Юркевич²

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С МЕХАНИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ



¹Сергей Иванович Худорожков,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)123-4567, E-mail: xcu-55@mail.ru.



²Андрей Владиленович Юркевич,
Институт машиноведения УрО РАН
Россия, Екатеринбург
Тел.: (343)374-4725, E-mail: urkeva@mail.ru.

Аннотация

В статье рассматриваются результаты теоретического и экспериментального исследования динамических характеристик автотранспортного средства с механической бесступенчатой передачей, имеющей колебательные движения звеньев и регулируемую внутреннюю автоматичность. Описываются режимы трогания с места и разгона.

В статье представлена разработанная Simscape-модель транспортного средства, включающая в себя подсистемы: двигатель внутреннего сгорания, механическую бесступенчатую передачу, остов транспортного средства и ходовую часть. Модель описывает линейные перемещения, скорости и ускорения автотранспортного средства, а также кинематические и внутренние силовые параметры бесступенчатой передачи.

Экспериментальное исследование динамики транспортного средства с опытным образцом механической бесступенчатой передачей проводилось на ходовом макете, выполненном на базе автотранспортного средства УАЗ (АТС).

Анализ результатов моделирования и эксперимента показывает адекватность разработанной Simscape-модели, что позволяет на стадии проек-

тирования проводить исследования влияния упругих и инерционных характеристик других узлов трансмиссии на динамические характеристики автотранспортного средства и внутренние процессы в механической бесступенчатой передаче.

Результаты исследований показывают, что автотранспортное средство с такой механической бесступенчатой трансмиссией имеет существенные преимущества по энергоэффективности, кинематическому и силовому диапазонам и может с успехом использоваться в качестве передачи для транспортных средств различного назначения.

Ключевые слова: механическая бесступенчатая передача, механизм свободного хода, торсионный вал, Simscape-модель автотранспортного средства, моделирование динамики движения автотранспортного средства, ходовой макет автотранспортного средства с механической бесступенчатой передачей.

Введение

Проблемы обеспечения экономичности и экологичности АТС оснащенных поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) инициируют разработку принципиально новых видов трансмиссий автомобилей [1, 2, 3, 4], в том числе, организации управления ими в эпоху 5G, используя взаимодействие человека и компьютера [5].

Как правило, ДВС имеет небольшой кинематический и силовой диапазоны. При этом потребитель зачастую должен иметь рабочий диапазон изменения скорости, равный бесконечности – от стопового режима до заданного максимального значения, а также значительный силовой диапазон. Энергоэффективной считается та трансмиссия, которая обеспечивает такую трансформацию в комплексе с ДВС и имеет максимально возможный коэффициент полезного действия.

В ряде работ [6,7,8,9] наиболее перспективным считается применение гибридных, электрических и гидрообъемных бесступенчатых трансмиссий.

К основным недостаткам этих трансмиссий можно отнести двойное преобразование энергии, что обязательно приводит к снижению КПД. Альтернативой таким бесступенчатым передачам являются фрикционные вариаторы [10,11,12], в которых нет преобразования энергии из одного вида в другой. Однако принципиально неустранимым их недостатком является то, что полезный момент передается силами трения. При этом нормальные силы, создающие напряжения в контакте рабочих тел, примерно в 20 раз больше полезных тангенциальных, создающих крутящий момент. Наличие трения скольжения при больших контактных напряжениях вызывает повышенный износ и снижает КПД.

На основании большого количества теоретических, конструктор-

ских и экспериментальных работ [13,14,15] разработан принципиально новый тип механической бесступенчатой передачи с колебательным движением внутренних звеньев. Передача предназначена для использования в качестве трансмиссии АТС. Она имеет регулируемые колебательные движения внутренних звеньев, механизмы свободного хода (МСХ) и упругие элементы - торсионные валы. При использовании регулируемых упругих сил бесступенчатость передачи обеспечивается как за счет деформации торсионов под нагрузкой, так и за счет регулирования их амплитуды колебаний. Испытания опытного образца на стенде показали, что передача обеспечивает бесконечный кинематический и значительный силовой диапазоны, в разы превосходящий силовой диапазон существующих трансмиссий. Однако, при установке ее на АТС в качестве трансмиссии требуется учет инерционных и упругих свойств сопрягаемых узлов и деталей (раздаточных коробок, карданных передач, главной передачи и т.п.), влияющих на динамические свойства АТС.

Поэтому целью работы является теоретическое и экспериментальное определение динамических характеристик АТС с механической бесступенчатой передачей в трансмиссии. Решаются следующие задачи:

- в среде Simscape разрабатывается системная модель транспортного средства: «двигатель» - «бесступенчатая трансмиссия» - «ходовая часть» - «дорога»;

- проводится симуляция движения модели транспортного средства с механической бесступенчатой передачей в режиме трогания с места и разгона;

- в результате определяются кинематические и силовые параметры механической бесступенчатой передачи;

- на ходовом макете АТС с установленным в трансмиссии экспериментальным образцом механической бесступенчатой передачи проводятся экспериментальные исследования динамики АТС;

- на основании анализа результатов теоретического и экспериментального исследований дается оценка эффективности предложенной системной модели.

Методы

Для теоретического решения поставленных в работе задач в среде Simscape разрабатывается системная модель транспортного средства: «двигатель» - «бесступенчатая трансмиссия» - «ходовая часть» - «дорога». Это предполагает подробное описание всех ее структурных составляющих с учетом связей между ними.

На рисунке 1 приведена 3 D модель и кинематическая схема экспериментального образца механической бесступенчатой передачи.

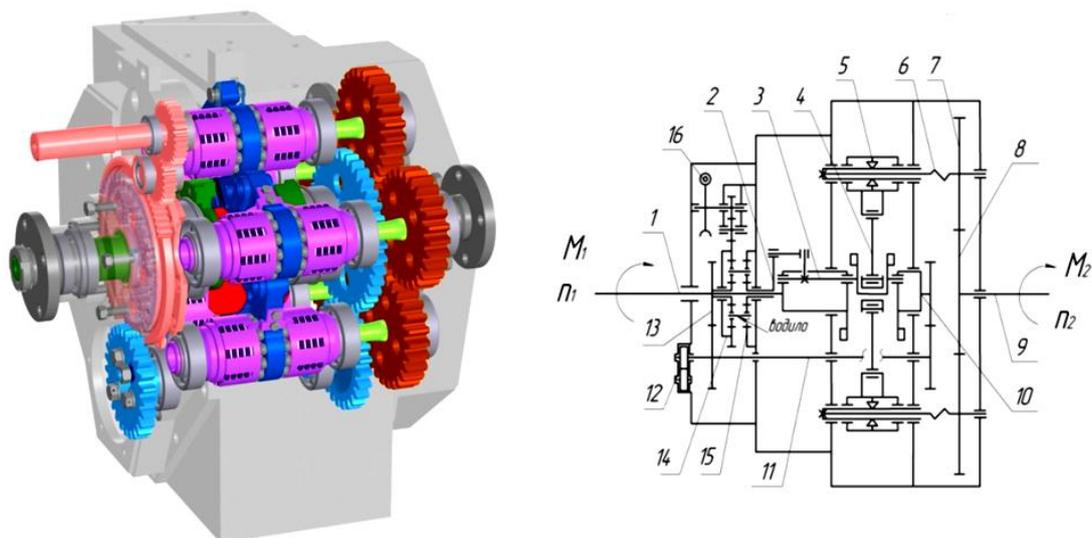


Рис. 1. Кинематическая схема механической бесступенчатой передачи.

1,10 – ведущий вал, 2 – поводок, 3 – кривошип, 4 – шатун, 5 – выпрямитель, 6 – торсионный вал, 7 – шестерня, 8 – зубчатое колесо, 9 – ведомый вал, 11 – валик, 12 – масляный насос, 13 – шестерня, 14,15 – планетарные ряды, 16 – червячный редуктор

Принцип работы состоит в следующем: вращение ведущего вала, состоящего из передней 1 и соединенного с ним валиком 11 хвостовой 10 частей, с помощью шарнирно-рычажного механизма (общий кривошип 3, шатуны 4) преобразуется в угловые колебания ведущих элементов пяти механических выпрямителей 5 –МСХ. Выпрямители обеспечивают кинематическое условие, по которому скорость их ведомого элемента может быть больше, но не может быть меньше угловой скорости коромысла. Так как имеется пять торсионов, работающих со сдвигом по фазе 72 град., то передача многопоточная. Ведущие элементы МСХ – коромысла совершают колебательное движение со сдвигом по фазе, а ведомые элементы соединены через торсионные валы 6 с шестернями 7 суммирующего редуктора. Центральное зубчатое колесо 8 этого редуктора является ведомым валом 9 передачи. Торсионы растягивают импульсы момента по времени, обеспечивая перекрытие и непрерывность момента на выходном валу. Передача передает момент на ведомый вал непрерывно и несколькими потоками. Импульсной она становится только при достижении внутреннего передаточного отношения [1], изменяемого от 0 до 1, значения больше 0,9.

Амплитуда колебаний коромысел определяется – расстоянием от оси общего кривошипа 3 до оси ведущего вала 1. Изменение амплитуды осуществляется поводком 2 путем поворота его относительно входного вала механизмом управления, который состоит из двух одинаковых планетарных рядов 14 и 15 объединенных общим водилом. Солнечная шестерня планетарного ряда 14 жестко соединена с ведущим валом 1. Эпицикл этого ряда через свой наружный зубчатый венец и промежуточные шестерни соединен с червячным колесом редуктора 16. При управлении амплитудой

колебаний поворот этого колеса обеспечивает пропорциональный разворот солнечной шестерни планетарного ряда 15 относительно солнечной шестерни ряда 14 на угол $\Delta\varphi = -K\varphi_3$, где K - характеристика планетарных рядов 14 и 15, φ_3 - угол поворота управляемой эпициклической шестерни планетарного ряда 14. Солнечная шестерня 15 ряда через поводок 2 разворачивает общий кривошип 3 относительно вращающегося вала 1, что приводит к изменению амплитуды колебаний коромысел выпрямителей 5. Эпициклическая шестерня ряда 15 жестко соединена с корпусом передачи. При неподвижных эпициклических шестернях планетарных рядов 14 и 15 солнечные шестерни этих рядов вращаются с одинаковой частотой вращения, совпадающей с ведущим валом, а общее водило вращается с частотой пропорциональной характеристике K планетарных рядов. Система смазки передачи включает в себя внешний шестеренчатый масляный насос 12 с редукционным клапаном. Привод насоса осуществляется от ведущего вала 9 через шестерню 13 и валик 11.

В среде Simscape бесступенчатая трансмиссия описывается блоком «Stepless transmission» (рис. 2), который впервые подробно рассмотрен в работе [15].

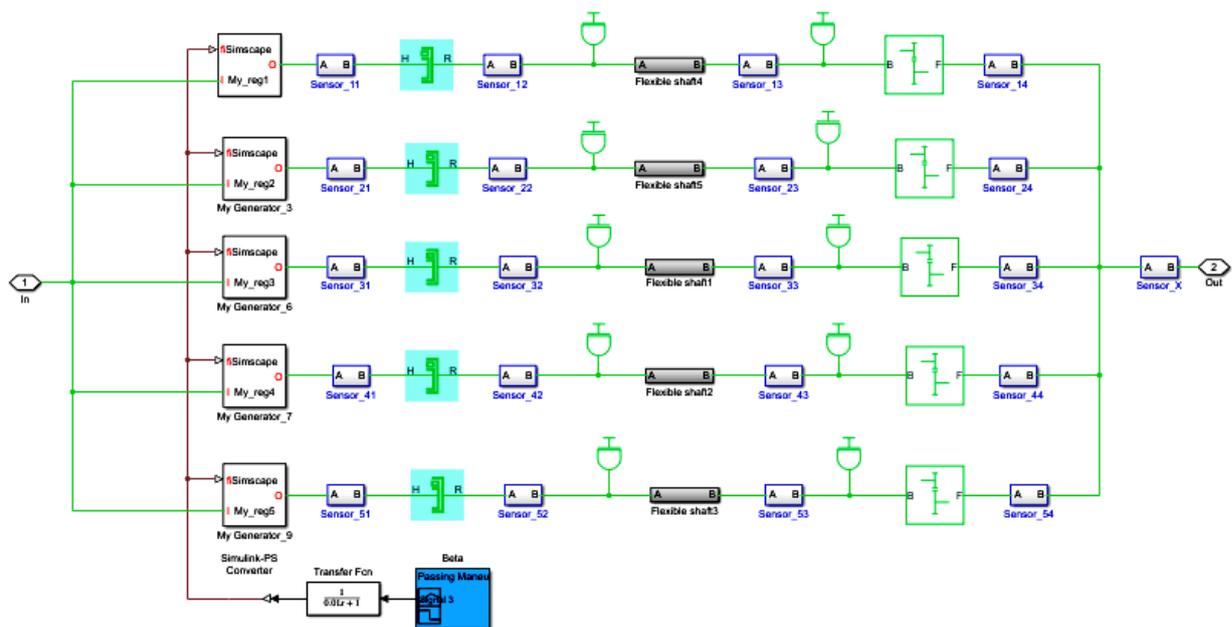


Рис. 2. Simscape-модель механической бесступенчатой трансмиссии - «Stepless Transmission»

На рисунке 3 приведена кинематическая схема ходового макета автомобильного транспортного средства [16] с установленной бесступенчатой передачей.

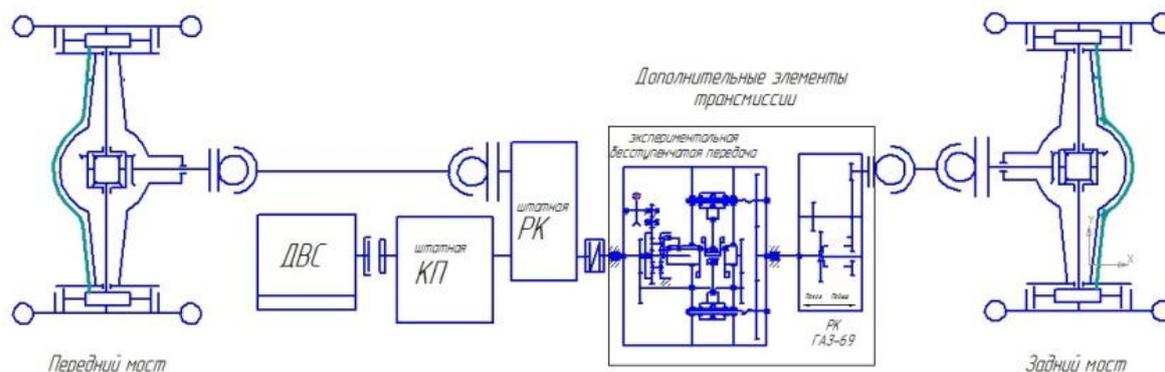


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии ходового макета АТС.

На раме автомобиля установлена разработанная автоматизированная механическая бесступенчатая передача. Передача с помощью упругой промежуточной муфты соединяется со штатной коробкой передач автомобиля, а на выходном валу передачи устанавливается раздаточная коробка заднего моста, выполняющая функцию мультипликатора, что необходимо для получения «прямой» передачи от ДВС к заднему мосту АТС. Корпус бесступенчатой передачи установлен на подшипниках и через датчик силы (регистрирует реактивный момент на корпусе) закреплен от поворота на раме АТС. Ходовой макет оснащен двигателем ЗМЗ 402 мощностью 69 кВт (95 л.с.), масса ходового макета составила 1953 кг. При проведении испытаний в штатной КП включается прямая передача (4 передача), т.е. частота вращения вала ДВС равна частоте вращения входного вала бесступенчатой передачи n_1 . При этом передний мост в штатной раздаточной коробке (РК) отключается. Использование штатных КП и РК предусмотрено только при движении задним ходом.

Это дает возможность сформировать в среде Simscape-блок «Passing Maneuver», который формирует подачу топлива в двигатель в процессе трогания с места и разгона на бесступенчатой передаче. Внешняя и частичные характеристики бензинового двигателя при переменной подаче топлива представлены блоке «Engine». Структура блока «Engine» представлена на рис. 4.

Входные параметры блока – подача топлива (Throttle, %) и обороты двигателя (n_{engine}); выходной параметр – крутящий момент двигателя (Torque, Nm). Характеристики двигателя описаны в виде таблицы в блоке «2-D LookupTable_Engine».

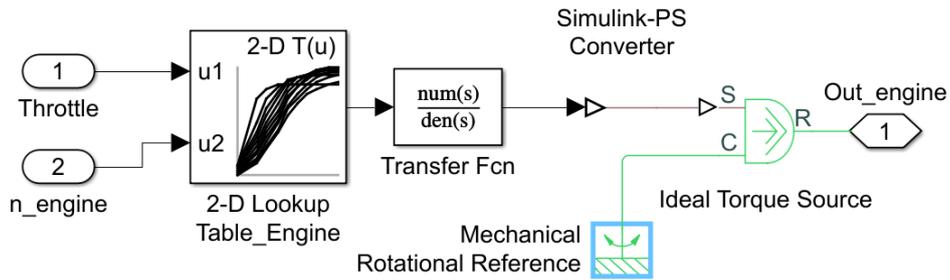


Рис. 4. Структура блока «Engine»

На рис. 5 представлена полная Simscape-модель системы: двигатель – бесступенчатая трансмиссия – транспортное средство – дорога

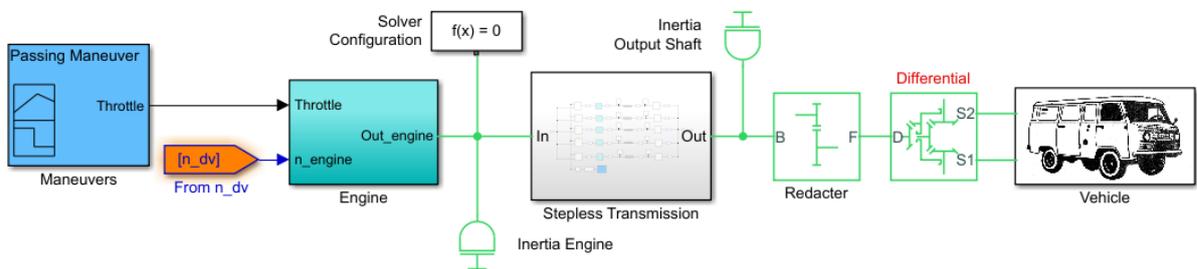


Рис. 5. Simscape-модель системы: двигатель- бесступенчатая трансмиссия – автомобиль-дорога

Блок «Differential» обеспечивает симметричное распределение потока мощности по колесам транспортного средства. Simscape-модель подсистемы «Vehicle» и встроенный в нее модуль «Vehicle Body» изображены на рис. 6.

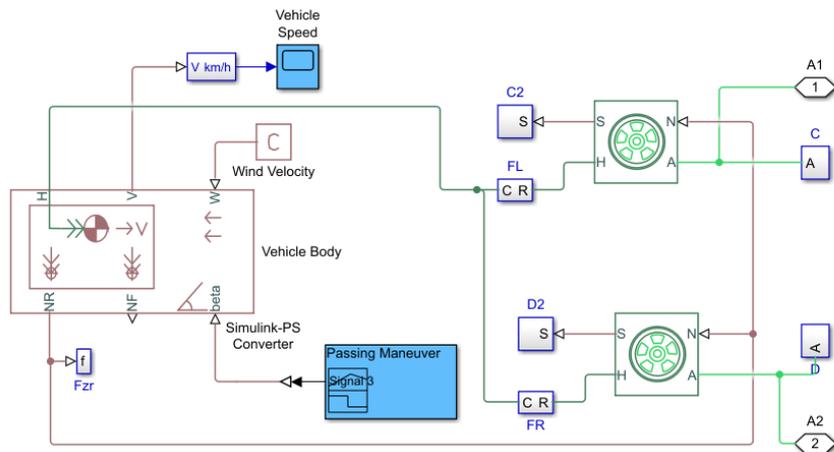


Рис. 6. Simscape-модель подсистемы «Vehicle»

Модель построена на основе стандартных блоков программной среды Matlab, приложений Simulink и Simscape – «Tire», «Vehicle body».

По результатам теоретических и экспериментальных исследований определяются параметры, характеризующие динамические свойства АТС,

а также преобразующие свойства бесступенчатой передачи в составе трансмиссии: крутящие моменты на входе M_1 и выходе M_2 бесступенчатой передачи, обороты на входном n_1 и выходном n_2 валах передачи, изменение скорости V транспортного средства в процессе движения, изменения коэффициента трансформации крутящего момента в функции скорости транспортного средства $K_T = f(V)$, коэффициент полезного действия механической бесступенчатой передачи $\eta = f(V)$. Кроме этого определялся угол закручивания торсионного вала передачи, а так же проводилось измерения комплекса параметров, обеспечивающих управление и контроль за требуемым режимом движения транспортного средства: установленная амплитуда колебаний коромысел выпрямителей и положение педали управления.

Экспериментальное измерение и регистрация осуществляются при помощи модульной измерительно-вычислительной системы (МИВС), которая функционирует на базе персонального компьютера (PC) типа IBM PC со специальным программным обеспечением PowerGraph (www.powergraph.ru).

В качестве иллюстрации на рис. 7 приведен фрагмент обработанной осциллограммы зарегистрированного процесса разгона АТС.

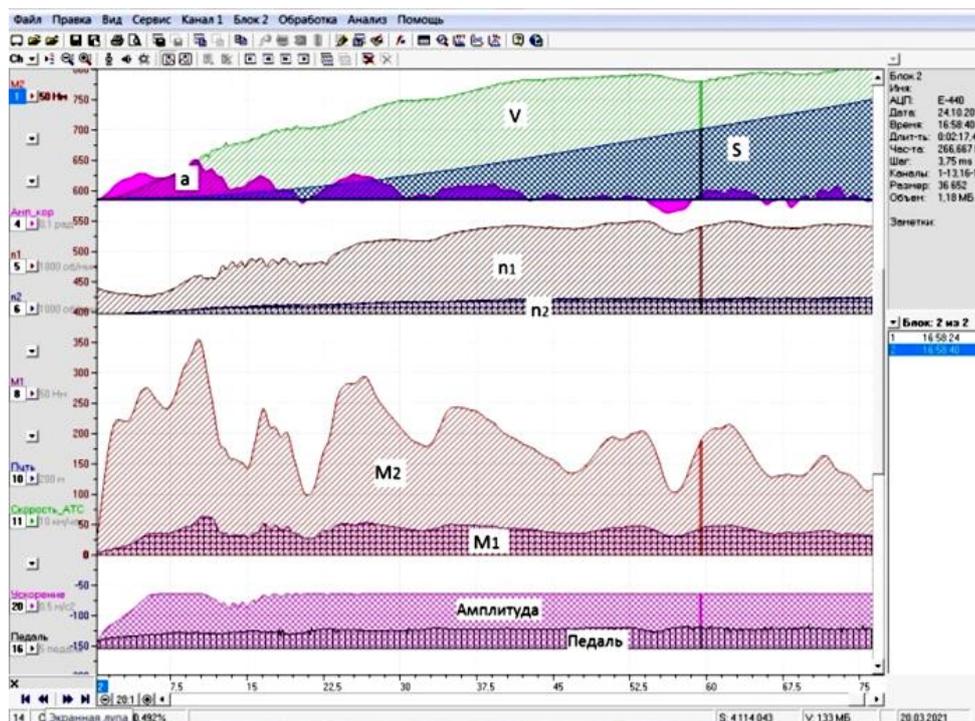


Рис. 7. Иллюстрация методики обработки экспериментальных данных в программе PowerGraph

Результаты и обсуждение

При теоретическом моделировании и проведении заездов (Рис.8) в системе управления бесступенчатой передачей был установлен следующий алгоритм управления: трогание с места осуществляется путем увеличения водителем амплитуды колебаний до значения, соответствующего 0.5 хода педали «газа», что вызывает увеличение момента, нагружающего двигатель. Дальнейшее увеличение хода педали вызывает увеличения частоты n_1 . Смысл такого регулирования заключается в том, что это позволяет за счет оптимизации нагрузочного режима ДВС существенно повысить энергоэффективность автотранспортного средства.

На рисунке 8.а приведен вид на измерительный участок. Характеристика прямого участка имела продольный уклон - не более 0,5 % на участке длиной не более 50 м; поперечный уклон - не более 3 %. На рисунке 9.б. приведены средние значения изменение амплитуды колебаний коромысел выпрямителей, положение педали управления и изменение частоты вращения вала ДВС при выполненных заездах. Эти зависимости использованы при теоретическом моделировании движения.

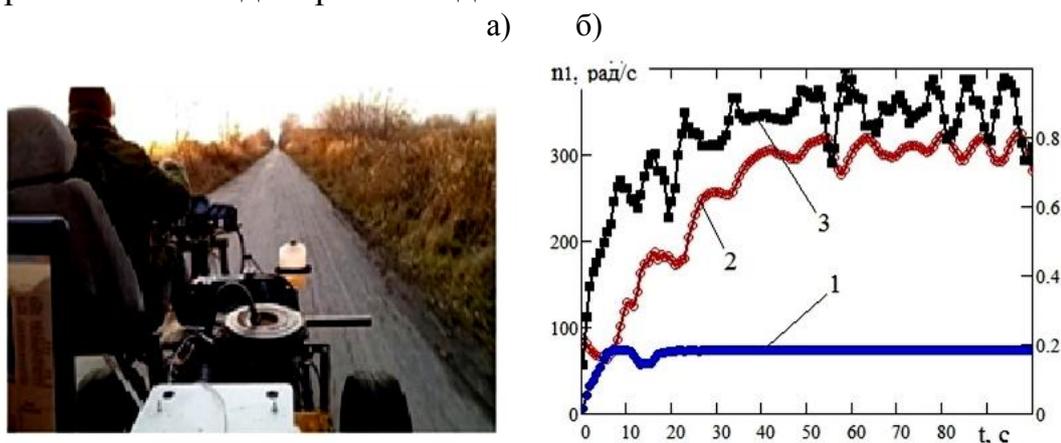


Рис. 8. Процесс проведения испытаний ходового макета: а) вид на измерительный участок трассы; б)реализованные управляющие воздействия, 1- частота вращения ДВС; 2- амплитуда колебаний коромысел выпрямителей; 3- положение педали управления

Результаты моделирования и экспериментальных динамических характеристик транспортного средства в процессе разгона с места представлены на рис. 9...13. Сравнение данных симулирования движения АТС в среде Simscare и экспериментальных значений показывает удовлетворительную сходимость. Разница не превышает 10...15%.

Анализируя углы закрутки торсионного вала (см.Рис.13.) можно сделать вывод о необходимости уточнения модели блока, симулирующего ра-

боту МСХ. В эксперименте имеет место значительная закрутка торсиона в сторону обратную рабочему ходу (рис.13.б.)

На рис.14 приведены экспериментальные зависимости K_T и КПД в зависимости от скорости движения АТС.

а) б)

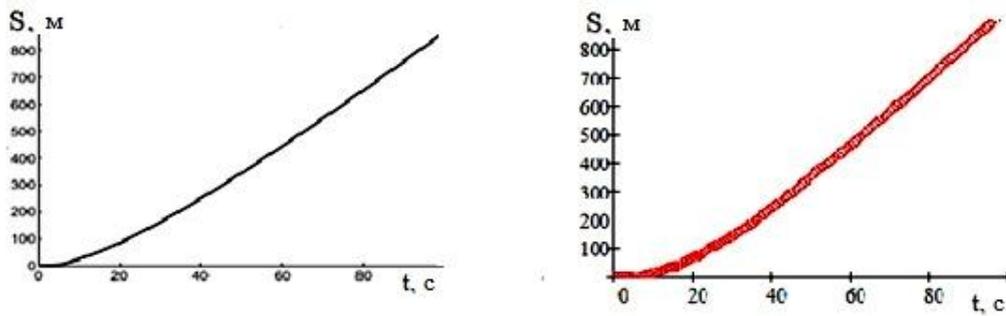


Рис. 9. Пройденный АТС путь S : а) моделирование; б) эксперимент

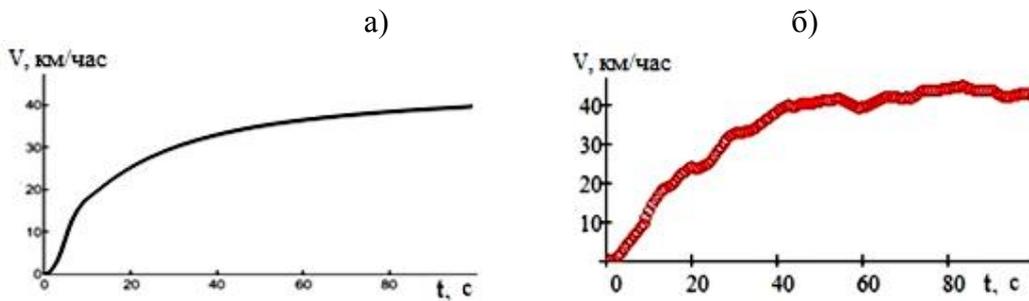


Рис. 10. Скорость АТС V : а) моделирование; б) эксперимент

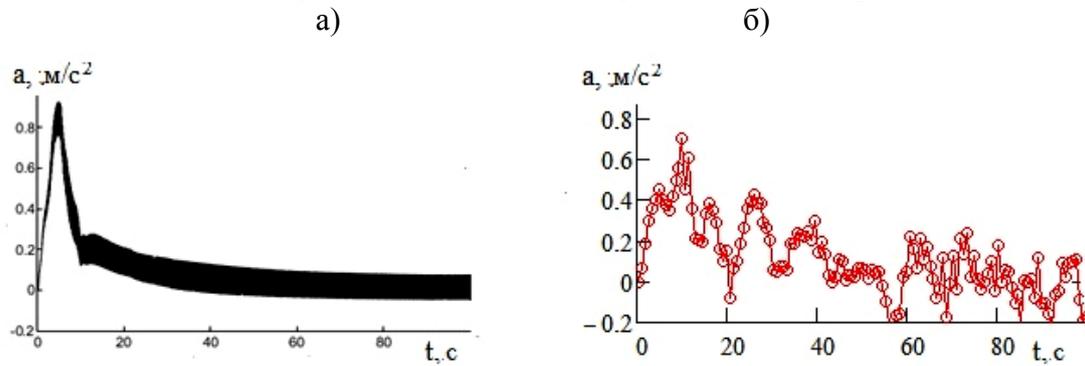


Рис. 11. Ускорение АТС a : а) моделирование; б) эксперимент

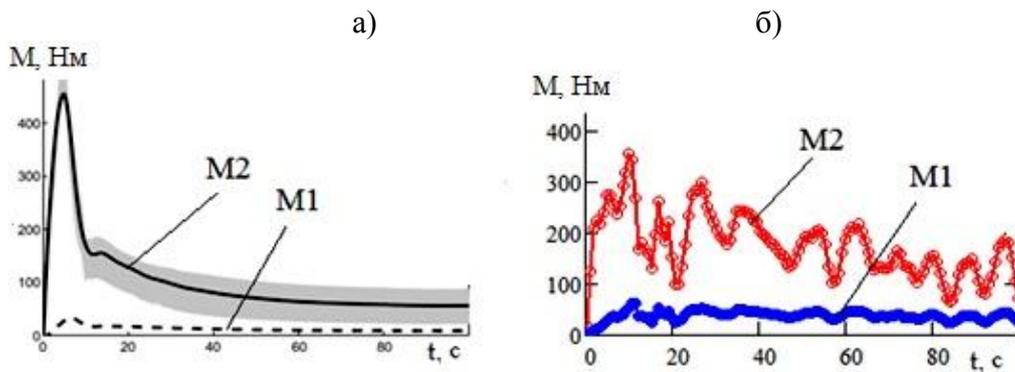


Рис. 12. Моменты на входном M_1 и выходном M_2 валах передачи:
 а) моделирование; б) эксперимент, 1- M_2 , 2- M_1

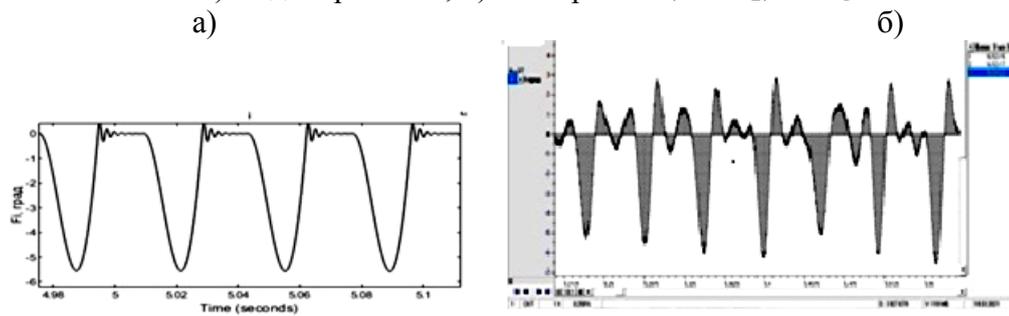


Рис. 13. Угол закручивания торсионного вала φ_{3T} на 5-6 сек процесса разгона, град: а) моделирование; б) эксперимент (фрагмент осциллограммы)

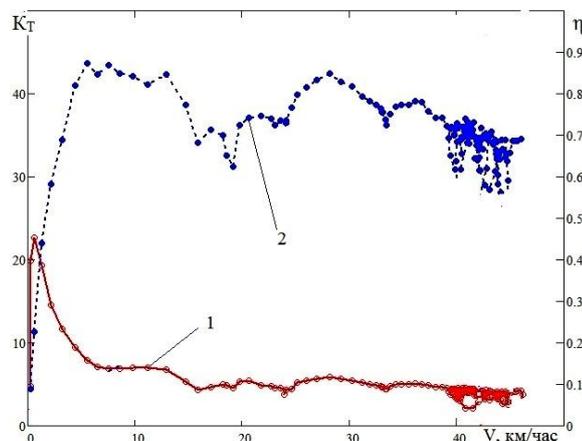


Рис. 14. Графики зависимости экспериментального коэффициента трансформации момента K_T и КПД от скорости движения АТС V , 1- K_T ; 2- КПД

Значения коэффициента трансформации K_T при движении АТС достигает 22, а максимальный КПД трансмиссии - 0,9

Заключение

Полученные результаты показывают, что применение в трансмиссии АТС механической бесступенчатой передачи с колебательным движением внутренних звеньев с использования механизмов свободного хода и упру-

гих звеньев (торсионов) позволяет осуществлять трансформацию механической энергии, обеспечивая автоматическое увеличение вращающего момента на выходном валу передачи при уменьшении частоты его вращения или плавное увеличение частоты его вращения при одновременном уменьшении вращающего момента.

При этом обеспечивается плавный разгон транспортного средства и автоматическое изменение передаточного отношения трансмиссии при колебаниях момента сопротивления движению и варьирования подачи топлива в двигатель.

Рассмотренная в статье механическая бесступенчатая передача по диапазону трансформации крутящего момента, КПД и простоте конструкции превосходит известные бесступенчатые передачи.

Вышеизложенное показывает, что есть теоретически разработанные и экспериментально проверенные технические решения, позволяющие обеспечить повышение экологичности и экономичности использования автотранспортных средств с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Эти решения связаны с применением в трансмиссии механической бесступенчатой передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Благодеров А.А. Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН. 2005. С.202.
- [2] Hoodorozhkov, S.I. The flywheel energy storage for cargo bicycles. MATEC Web of Conferences 245, 07012 (2018) EECSE- 2018.
- [3] Soomro, A., Amiryar, M., Pullen, K., Nankoo, D. Comparison of performance and controlling schemes of synchronous and induction machines used in flywheel energy storage systems. 2018. Energy Procedia. 151. pp. 100-110.
- [4] Brown, M., Marquardt, B., Ker-Train. High efficiency drive-by-wire transmission systems. NDIA ground vehicle systems. 2017. Engineering and Technology.
- [5] Tang, T., Zhang, Q. Research on Man–Car Relationship in 5G Era. 2020. Man-Machine-Environment System Engineering. MMESE. pp. 645-653.
- [6] Куликов И.А., Лежнев Л.Ю., Бахмутов С.В. Сравнительное исследование энергетической эффективности комбинированных энергоустановок, предназначенных для транспортных средств: Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. №1. С. 15-25.
- [7] Mingyao, Y., Datong, Q., Xingyu, Z., Sen, Z., Yuping, Z. Integrated optimal control of transmission ratio and power split ratio for a CVT-based plug-in hybrid electric vehicle. 2019. Mechanism and Machine Theory. 136. pp. 52-71.

- [8] Сушкевич П. П. Трансформация мировой автомобильной промышленности: Наука и техника. 2018. Т.17(50). С.432 – 439.
- [9] Hailemariam, N., Hailu and Daniel, T., Redda. Design and Development of Power Transmission System for Green and Light Weight Vehicles. A Review, The Open Mechanical Engineering Journal, 2018, 12, pp. 81 – 94.
- [10] Morales, F., Benitez, F. Influence of the rectifier mechanism in the performance of an inertial continuous variable transmission. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134, pp. 197-212.
- [11] Li, C., Li, H., Li, Q., Zhang, S., & Yao, J. Modeling, kinematics and traction performance of no-spin mechanism based on roller-disk type of traction drive continuously variable transmission. Mechanism and Machine Theory, 2019, 133, pp. 278–294.
- [12] Балакин П.Д., Згонник И.П. Механические автовариаторы в приводах транспортных машин. Известия высших учебных заведений: Машиностроение. 2016. №1 (670) С. 65-70.
- [13] Blagonravov, A.A. External characteristic of a mechanical transformer with oscillation of the internal components. Russian Engineering Research. 2011, 31(10). С. 928-932.
- [14] Yurkevich, A.V., Soldatkin, V.A., Tereshin. A.V. Electronic control system of continuously variable mechanical Blagonravovs transmission. 2019. International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies («Far East Con») (Vladivostok, Russky Island).
- [15] Hoodorozhkov, S.I., Kozlenok, A.V. Mechanical stepless self-regulating transmission for vehicles. International Review of Mechanical Engineering 2020, 6, pp. 19-24
- [16] Tereshin, A.V., Soldatkin, V.A., Yurkevich, I.A., Petrov, D.A. Development of a running model of a motor vehicle with a mechanical continuously variable transmission. 2018. Actual problems of mathematics mechanics computer science: materials of the conference of young scientists, pp. 111-114.

S.I. Hoodorozhkov¹, A.V. Yurkevich²

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE DYNAMICS OF A VEHICLE EQUIPPED WITH A CONTINUOUSLY VARIABLE MECHANICAL TRANSMISSION

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

²Ekaterinburg. Federal State Budgetary Scientific Institution Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

The paper reports on the results of theoretical and experimental study of the dynamic characteristics of a motor vehicle with a continuously variable mechanical transmission which has oscillatory movements of the links and adjustable internal automaticity. The “Start” and “Acceleration” driving modes are described.

The paper presents the ‘Simscape model’ of a vehicle which includes the following subsystems: an internal combustion engine, a continuously variable mechanical transmission, a vehicle frame and a running gear. The model describes the linear displacements, speeds and accelerations of the vehicle, as well as the kinematic and internal power parameters of the continuously variable transmission.

The experimental study of the dynamics of a motor vehicle equipped with an engineering prototype of continuously variable mechanical transmission has been carried out on a prototype vehicle. The prototype vehicle was made on the basis of a UAZ vehicle.

The analysis of the simulation and experiment results demonstrates the adequacy of the ‘Simscape model’ that allows at the design stage to study the influence of elastic and inertial characteristics of the other vehicle units on both dynamic characteristics of a vehicle and internal processes in a continuously variable mechanical transmission.

The research results show that the vehicle equipped with such a continuously variable mechanical transmission has significant advantages in energy efficiency, kinematic and power ranges and can be successfully used as a transmission for different motor vehicle types.

Keywords: continuously variable mechanical transmission, free-wheeling mechanism, torsion shaft, ‘Simscape model’ of a vehicle, simulation of vehicle dynamics, prototype vehicle with a continuously variable mechanical transmission.

REFERENCES

- [1] Blagonravov AA Mechanical stepless gears. Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. Yekaterinburg. 2005. p 202 (rus.)
- [2] Hoodorozhkov, S.I. The flywheel energy storage for cargo bicycles. MATEC Web of Conferences 245, 07012 (2018) EECE- 2018.
- [3] Soomro, A., Amiryar, M., Pullen, K., Nankoo, D. Comparison of performance and controlling schemes of synchronous and induction machines used in flywheel energy storage systems. 2018. Energy Procedia. 151. pp. 100-110.

- [4] Brown, M., Marquardt, B., Ker-Train. High efficiency drive-by-wire transmission systems. NDIA ground vehicle systems. 2017. Engineering and Technology.
- [5] Tang, T., Zhang, Q. Research on Man–Car Relationship in 5G Era. 2020. Man-Machine-Environment System Engineering. MMESE. pp. 645-653.
- [6] Kulikov IA, Bakhmutov SV, Lezhnev LY. Comparative study of hybrid vehicle powertrains with respect to energy efficiency J Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2019. V. 48 (1): pp.11-19. DOI: 10.1134/S0235711919010103(rus.)
- [7] Mingyao, Y., Datong, Q., Xingyu, Z., Sen, Z., Yuping, Z. Integrated optimal control of transmission ratio and power split ratio for a CVT-based plug-in hybrid electric vehicle. 2019. Mechanism and Machine Theory. 136. pp. 52-71.
- [8] Sushkevich PP. Transformation of World Automotive Industry. Science & Technique. 2018. V.17(50). pp.432 – 439. doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-432-439 (rus.)
- [9] Hailemariam, N., Hailu and Daniel, T., Redda. Design and Development of Power Transmission System for Green and Light Weight Vehicles. A Review, The Open Mechanical Engineering Journal, 2018, 12, pp. 81 – 94.
- [10] Morales, F., Benitez, F. Influence of the rectifier mechanism in the performance of an inertial continuous variable transmission. Mechanism and Machine Theory, 2019, 134, pp. 197-212.
- [11] Li, C., Li, H., Li, Q., Zhang, S., & Yao, J. Modeling, kinematics and traction performance of no-spin mechanism based on roller-disk type of traction drive continuously variable transmission. Mechanism and Machine Theory, 2019, 133, pp. 278–294.
- [12] Balakin PD, Zgonnik IP, "Mechanical auto-variators in drive vehicles", J News of higher educational institutions Engineering, 2016. V.670 (1):pp 65-70. (rus.)
- [13] Blagonravov, A.A. External characteristic of a mechanical transformer with oscillation of the internal components. Russian Engineering Research. 2011, 31(10). C. 928-932.
- [14] Yurkevich, A.V., Soldatkin, V.A., Tereshin. A.V. Electronic control system of continuously variable mechanical Blagonravovs transmission. 2019. International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies («Far East Con») (Vladivostok, Russky Island).
- [15] Hoodorozhkov, S.I., Kozlenok, A.V. Mechanical stepless self-regulating transmission for vehicles..International Review of Mechanical Engineering 2020, 6, pp. 19-24
- [16] Tereshin, A.V., Soldatkin, V.A., Yurkevich, I.A., Petrov, D.A. Development of a running model of a motor vehicle with a mechanical continuously variable transmission. Actual problems of mathematics mechanics com-

puter science: materials of the conference of young scientists, 2018. pp.
111-114. (rus.)

**ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ,
МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ
ТРИБОСИСТЕМ**

УДК 621.01

M. R. Bahrami¹, A. Abbaszade²

EFFECTS OF FLEXURAL RIGIDITY AND INHOMOGENEOUS BOUNDARY CONDITION ON DEFLECTION OF TAUT STRING WHILE AN OBJECT MOVE ON IT



¹Mohammad Reza Bahrami,

Innopolis University

Innopolis, Russia

Tel.: +7(964)612-7564, E-mail: mo.bahrami@innopolis.ru



²Amir Abbaszade,

Amirkabir University of Technology

Tehran Iran

E-mail: amir.abbaszadeh@aut.ac.ir

Abstract

This article aims at modeling the electrical transmission line (ETL) while a robot moves on it (to inspect the ETL condition). Here, to construct the mathematical model, we use the inhomogeneous equation of the taut string with the inhomogeneous boundary conditions. We assume that the concentrated force (inspection robot) is moving with the constant velocity on the stretched string. The tension in the string which is hanged between two supports is constant. This model is solved using the shifting data method. The results show the effect of flexural rigidity and boundary conditions on the deflection of ETL while an object moves on it.

Key words: Taut string, electrical transmission line, robot inspection, robotic inspection, inhomogeneous boundary condition, flexural rigidity, deflection, vibration.

Introduction

Electricity companies usually want to maintain power transmission and distribution lines with the highest reliability by inspecting their power lines.

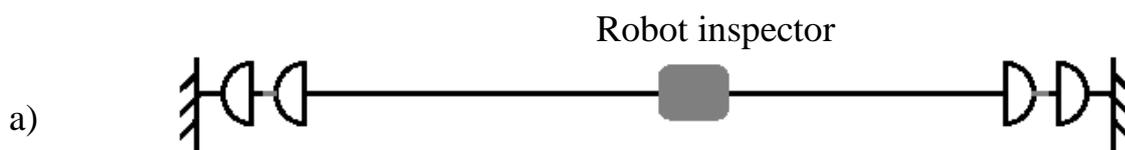
Conductors, insulators, and towers may suffer from various defects and therefore need to be inspected periodically. Different methods and devices are used to check for defects such as infrared, imaging and UV imaging, ultrasound, resistance measurement, Hi-Pot, Field Electric, and other methods to accomplish this task (inspection). The inspection mission is traditionally carried out in two ways: ground inspection and air inspection. The first method is time-consuming and the cost is also an issue. Although aerial inspection is fast, it is dangerous and expensive, especially near buildings and forests. Robotic inspection of electrical transmission overhead lines with the help of autonomous machines is a leading technology for inspection purposes and in some countries already is in use [1-4]. The robot inspector can move remotely and has easy access to the power line near buildings, mountains, forests, etc. while carrying the camera to record video and images or equipped with other sensors to gather the required data. Then the data will send to the platform where the operator with the help of a software or visual control can check the condition of the components of the lines and to assess the situation and identify defects in parts of power transmission lines.

Although using the robot as an inspector for the condition of the electrical transmission line has several advantages, but the main disadvantage is that motion of the robot may cause vibration on the ETL [5-12] that has a bad effect on the structures of the ETL. Therefore, mathematical analysis of the movement of the robot on the ETL is required.

This work is the continuation of works [5-7] and devoted to studying the effect of flexural rigidity with inhomogeneous boundary conditions.

Stretched string with a moving robot with inhomogeneous boundary conditions

In this section, we will model the electrical transmission line while a robot moves on it (to inspect the ETL condition) as shown in Fig. 1a. Here, to construct the mathematical model, we use the inhomogeneous equation of the taut string with the inhomogeneous boundary conditions, (1). We assume that the concentrated force, P , (inspection robot) is moving with the constant velocity, v , on the stretched string with the length of l and the mass per length of ρ . The tension, T , in the string which is hanged between two supports is constant. This model is illustrated in Fig. 1b.



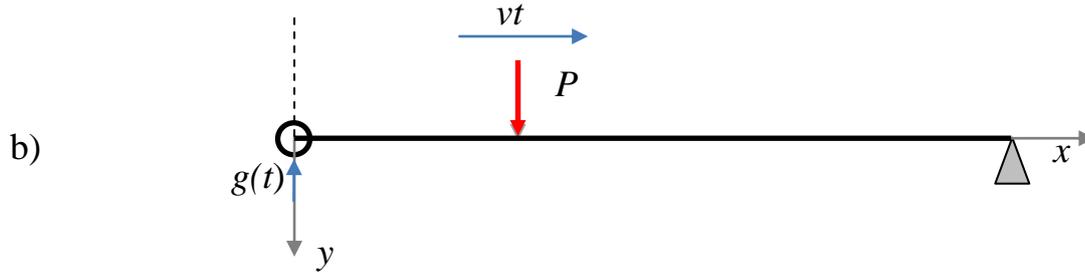


Fig. 1. Schematic of electrical transmission line *a*) while a robot inspector moves on it; *b*) stretched string with a moving load (with inhomogeneous boundary conditions).

As abovementioned, we use the inhomogeneous taut string formula:

$$\begin{aligned} \rho \ddot{u} + EIu^{IV} - Tu'' &= q(x,t), \\ q(x,t) &= P\delta(x - vt), \end{aligned} \quad (1)$$

Where u is the deflection of the ETL with the flexural rigidity, EI . To model the moving concentrated force, we use the Dirac delta function.

The initial conditions for this system are $u(x,0) = \dot{u}(x,0) = 0$, while the boundary conditions are:

$$\begin{aligned} u(0,t) &= g(t), \\ u(l,t) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

To solve system (1) with the boundary conditions (2), we use the method of shifting data [13-15]. To accomplish this, we define a new function z as

$$u(x,t) = w(x,t) + z(x,t), \quad (3)$$

which should satisfy the following conditions:

$$\begin{aligned} z(0,t) &= g(t), \\ z(l,t) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

It should be noted that in (3), w is the new function of deflection of the ETL. By substituting (3) into (1) we reach the following system with the new initial and boundary conditions:

$$\begin{aligned} \rho \ddot{w} + EIw^{IV} - Tw'' &= q(x,t) - \rho \ddot{z} - EIz^{IV} + Tz'', \\ w(x,0) &= -z(x,0), \\ \dot{w}(x,0) &= -\dot{z}(x,0), \\ w(0,t) = w(l,t) &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

In this article we set the function z as the linear function of x :

$$z(x,t) = g(t)\left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad (7)$$

and $g(t) = A_g \cos(\omega_g t)$. Therefore, we have:

$$\begin{aligned}
z(x,t) &= g(t)\left(1 - \frac{x}{l}\right) = A_g \cos(\omega_g t)\left(1 - \frac{x}{l}\right), \\
\dot{z}(x,t) &= -A_g \omega_g \sin(\omega_g t)\left(1 - \frac{x}{l}\right), \\
\ddot{z}(x,t) &= -A_g \omega_g^2 \cos(\omega_g t)\left(1 - \frac{x}{l}\right),
\end{aligned} \tag{8}$$

Substituting (8) into (5), we will have:

$$\begin{aligned}
\rho \ddot{w} + EI w^{IV} - T w'' &= \dots \\
\dots P \delta(x - vt) + \rho A_g \omega_g^2 \cos(\omega_g t)\left(1 - \frac{x}{l}\right) &= F(x,t),
\end{aligned} \tag{9}$$

with the conditions as:

$$\begin{aligned}
w(x,0) &= -A_g \left(1 - \frac{x}{l}\right), \\
\dot{w}(x,0) &= 0, \\
w(0,t) = w(l,t) &= 0,
\end{aligned} \tag{10}$$

which is an initial value problem. To solve such a system, we split the systems into two subsystems: subsystem (11) that is a homogenous system with nonzero initial values, and system (12), which is an inhomogeneous system with zero initial values.

$$\begin{aligned}
\rho \ddot{\eta} + EI \eta^{IV} - T \eta'' &= 0, \\
\eta(x,0) &= -A_g \left(1 - \frac{x}{l}\right) = h(x),
\end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
\dot{\eta}(x,0) &= 0, \\
\eta(0,t) = \eta(l,t) &= 0, \\
\rho \ddot{\gamma} + EI \gamma^{IV} - T \gamma'' &= F(x,t), \\
\gamma(x,0) = \dot{\gamma}(x,0) &= 0, \\
\gamma(0,t) = \gamma(l,t) &= 0.
\end{aligned} \tag{12}$$

To solve (11), we use the Fourier method. One can write the solution of (11) as:

$$\begin{aligned}
\eta(x,t) &= \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos(\omega_n t) \sin(\lambda_n x), \\
\omega_n &= \frac{EI \lambda_n^4 + T \lambda_n^2}{\rho},
\end{aligned} \tag{13}$$

In (13) the coefficient a_n can be defined using the initial values:

$$h(x) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin(\lambda_n x), \quad (14)$$

$$a_n = \frac{2}{l} \int_0^l h(\xi) \sin(\lambda_n \xi) d\xi.$$

The solutions can be written using the Green's function [15]:

$$\eta(x, t) = \int_0^l G_H(x, \xi, t) h(\xi) d\xi, \quad (15)$$

$$G_H(x, \xi, t) = \frac{2}{l} \sum_{n=1}^{\infty} \sin(\lambda_n x) \sin(\lambda_n \xi) \cos(\omega_n t).$$

Therefore, the solution of (11) will be:

$$\eta(x, t) = -\frac{2A_g}{\lambda_n^2 l} \sum_{n=1}^{\infty} \sin(\lambda_n x) \sin(\omega_n t) (\lambda_n l - \sin(\lambda_n l)). \quad (16)$$

We use the eigenfunction method to solve (12). The solution can be found as:

$$\gamma(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \gamma_n(t) \varphi_n(x), \quad (17)$$

$$\varphi_n = \sin \lambda_n x.$$

Substituting (17) into (12), we will have:

$$\rho \ddot{\gamma}_n \varphi_n + EI \lambda_n^4 \gamma_n \varphi_n + T \lambda_n^2 \gamma_n \varphi_n = \dots \quad (18)$$

$$\dots P \delta(x - vt) + \rho A_g \omega_g^2 \cos(\omega_g t) \left(1 - \frac{x}{l}\right).$$

One can rewrite (18) as the following by multiplying both sides of (18) by φ_n and integrating from 0 to l :

$$\ddot{\gamma}_n + \omega_n^2 \gamma_n = \frac{2P}{l} \sin(\lambda_n vt) + \dots \quad (19)$$

$$\dots + A_g \omega_g^2 \cos(\omega_g t) \left(\frac{\sin(\lambda_n l) - \lambda_n l}{\lambda_n^2 l}\right) = F_n(t),$$

$$p = \frac{P}{\rho}.$$

Now, we can use Duhamel's integral to solve (19):

$$\begin{aligned}
\gamma_n &= \frac{1}{\omega_n} \int_0^t F_n(\tau) \sin(\omega_n(t-\tau)) d\tau = \dots \\
&\dots = \frac{2p\gamma_1}{l\omega_n} - \frac{A_g \omega_g^2 \gamma_2}{\lambda_n l (\omega_n^2 - \omega_g^2)}, \\
\gamma_1 &= \frac{\lambda_n v \sin(\omega_n t) - \omega_n \sin(\lambda_n v t)}{\lambda_n^2 v^2 - \omega_n^2}, \\
\gamma_2 &= (\sin(\lambda_n l) - \lambda_n l)(\cos(\omega_g t) - \cos(\omega_n t)).
\end{aligned} \tag{20}$$

The final solution of (12) will be:

$$\gamma(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \sin \lambda_n x \left[\frac{2p\gamma_1}{l\omega_n} - \frac{A_g \omega_g^2 \gamma_2}{\lambda_n l (\omega_n^2 - \omega_g^2)} \right], \tag{21}$$

Therefore, we reach the complete solution of (9) that is the summation of (16) and (21):

$$w(x,t) = \eta(x,t) + \gamma(x,t). \tag{22}$$

Results

In this section, we use (22) to plot the results and see the effect of flexural rigidity and boundary conditions on the deflection of the ETL while an object (robot) moves through it (Fig. 2). Table 1 shows the corresponding values of variables that we use for calculations.

Table 1. Variables and their values for calculations

Variable	l	P	T	v	ρ	EI	A_g	ω_g
Value	200	1000	10000	2	10	21480	0.3	0.6
Unit	m	N	N	m/s	kg/m	J	m	1/s

Deflections in Fig. 2 include quasistatic deflection, and because of this, the shape of graphs is parabolic. By deleting this deflection, we reach the dynamic deflection that is shown in Fig. 3.

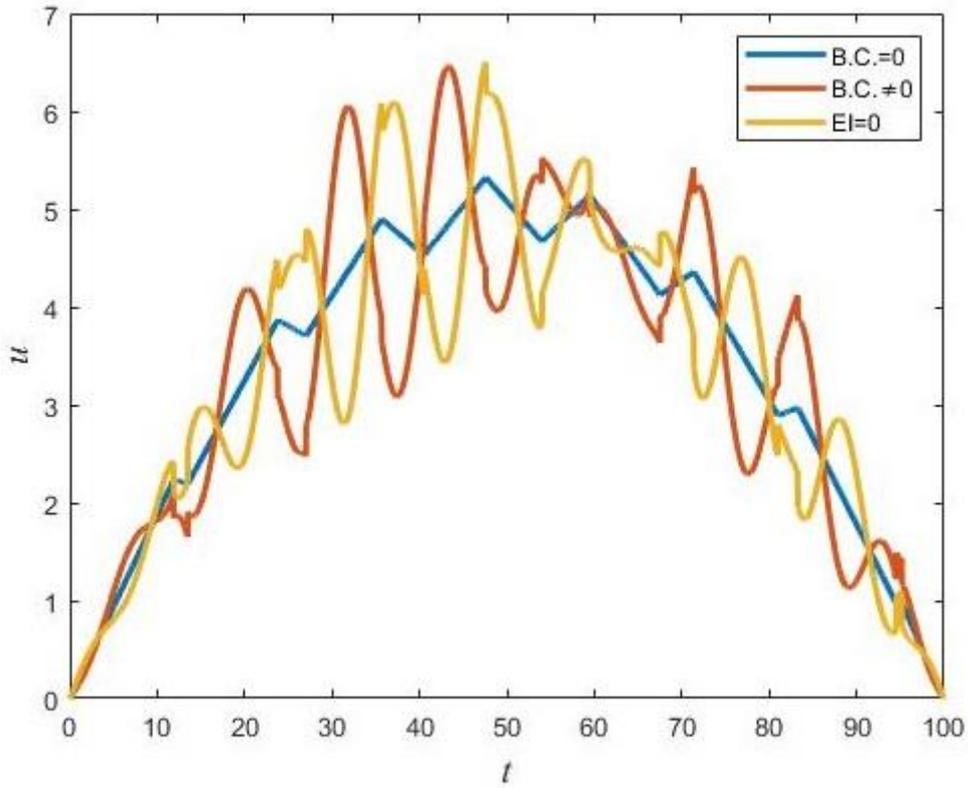


Fig. 2. Deflection of ETL with a robot (with and without inhomogeneous boundary conditions).

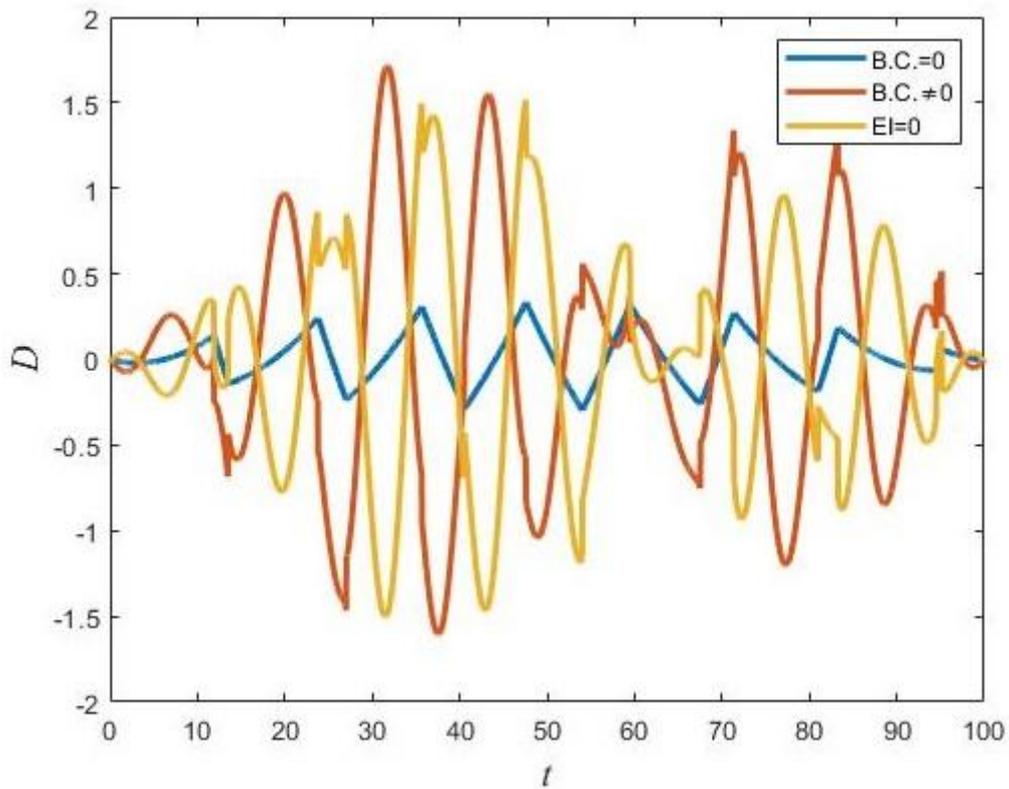


Fig. 3. Dynamic deflection of ETL (with and without inhomogeneous boundary conditions).

Discussion

As one can see, graphs in Fig. 2 have saw-tooth shapes and this happened with the steady motion of the point force (robot) on the stretched string (ETL). The blue graph in Fig. 2 shows the case when we have a homogeneous boundary condition (EI considered). The red graph which is corresponding to the case when we consider the case, including EI and with the inhomogeneous boundary condition, the pick of fluctuations a bit shifted to the right, and when we disregard the EI from this case, the fluctuations reversed which is so interesting as shown by the yellow graph (Fig. 2). Dynamic deflections for the abovementioned cases (the same colors), presenting in Fig. 3, show that fast-changing acceleration happens and will have an effect on the structure of the robot inspector as well as on the structure of ETL. Study of these types of effects can be the goal for future works.

Conclusions.

This work is devoted to modeling the electrical transmission line (ETL) while a robot moves on it to inspect the ETL condition. To model the ETL with a moving robot, we used the inhomogeneous equation of the taut string with the inhomogeneous boundary conditions. We assumed that the concentrated force (inspection robot) is moving with the constant velocity on the taut string. The tension in the string which is hanged between two supports is constant. This model has been solved using the shifting data method. The results showed the effect of flexural rigidity and boundary conditions on the deflection of ETL while an object moves on it.

REFERENCES

- [1] Shruthi C. M., Sudheer A. P., Joy M. L. Dual arm electrical transmission line robot: motion through straight and jumper cable. 2019. *Automatika: casopis za automatiku, mjerenje, elektroniku, racunarstvo i komunikacije*. 60 (2). pp.207-226.
- [2] Alhassan A. B. et al. Power transmission line inspection robots: A review, trends and challenges for future research. 2020. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 118. 105862.
- [3] Aggarwal, R.K., Johns, A.T., Jayasinghe, J.A., Su, W. An overview of the condition monitoring of overhead lines. 2000. *Electric Power systems research*. 53(1), pp. 15-22.

- [4] Toussaint, K., Pouliot, N., Montambault, S. Transmission line maintenance robots capable of crossing obstacles: State-of-the-art review and challenges ahead. 2009. Journal of Field Robotics. 26(5), pp. 477-99.
- [5] Bahrami M.R. Mechanical Challenges of Inspection Robot Moving Along the Electrical Line: Effect of Flexural Rigidity. 2021 Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp 30-37
- [6] Bahrami, M.R. Mechanics of robot inspector on electrical transmission lines conductors with unequal heights supports. 2020. Vibroengineering PROCEDIA. 30, pp. 20-25. DOI <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21097>
- [7] Eliseev V.V., Bahrami M.R. Dynamic of electrical transmission wires at a diagnostic machine movement along the line. 2015. Journal of Instrument Engineering. 3(58). pp. 229-235. (rus.)
- [8] Babichev D.T., Lebedev S.Yu. A new methodology of kinematic analysis on the example of a study of class III six-link. Modern mechanical engineering: Science and education. 2019. pp. 109-123. (rus.)
- [9] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. About implementation harmonic impact of the resonance method. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 83-90
- [10] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127
- [11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. Mechanisms and Machine Science, 2014, 19, pp. 239–247.
- [12] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khisamov, A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering. 12(5), pp. 400-404.
- [13] John F. Plane waves and spherical means applied to partial differential equations. Courier Corporation, 2004.
- [14] Oden J. T., Reddy J. N. Variational methods in theoretical mechanics. Springer Science & Business Media, 2012.
- [15] Frasca, Marco. Green function method for nonlinear systems. 2007. Modern Physics Letters A 22.18. pp. 1293-1299.

М.Р.Бахрами¹, А. Аббасзаде²

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ НА ИЗГИБЕ И НЕОДНОРОДНОГО ГРАНИЧНОГО УСЛОВИЯ НА ПРОГИБ НАТЯНУТОЙ СТРУНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕЙ ОБЪЕКТА

¹Иннополис Университет, Россия;

²Технологический Университет Амиркабира, Иран.

Аннотация

Эта статья направлена на моделирование линии электропередачи (ЛЭП) во время движения робота по ней (для проверки состояния ЛЭП). Здесь для построения математической модели мы используем неоднородное уравнение натянутой струны с неоднородными граничными условиями. Мы предполагаем, что сосредоточенная сила (инспекционный робот) движется с постоянной скоростью по натянутой струне. Натяжение веревки, подвешенной между двумя опорами, постоянно. Эта модель решается с помощью метода сдвига данных. Результаты показывают влияние жесткости при изгибе и граничных условий на прогиб ЛЭП при движении по нему объекта.

Ключевые слова: Натянутая струна, линия электропередачи, робот инспектор, роботизированный осмотр, неоднородное граничное условие, жесткость на изгибе, прогиб, вибрация.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Shruthi C. M., Sudheer A. P., Joy M. L. Dual arm electrical transmission line robot: motion through straight and jumper cable. 2019. *Automatika: casopis za automatiku, mjerenje, elektroniku, racunarstvo i komunikacije*. 60 (2). pp.207-226.
- [2] Alhassan A. B. et al. Power transmission line inspection robots: A review, trends and challenges for future research. 2020. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 118. 105862.
- [3] Aggarwal, R.K., Johns, A.T., Jayasinghe, J.A., Su, W. An overview of the condition monitoring of overhead lines. 2000. *Electric Power systems research*. 53(1), pp. 15-22.
- [4] Toussaint, K., Pouliot, N., Montambault, S. Transmission line maintenance robots capable of crossing obstacles: State- of- the- art review and challenges ahead. 2009. *Journal of Field Robotics*. 26(5), pp. 477-99.
- [5] Bahrami M.R. Mechanical Challenges of Inspection Robot Moving Along the Electrical Line: Effect of Flexural Rigidity. 2021 *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp 30-37.
- [6] Bahrami, M.R. Mechanics of robot inspector on electrical transmission lines conductors with unequal heights supports. 2020. *Vibroengineering PROCEDIA*. 30, pp. 20-25. DOI <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21097>
- [7] Елисеев В.В., Бахрами М.Р. Динамика провода лэп с роботом-инспектором при ограниченной мощности двигателя //Теория механизмов и машин. – 2015. – т. 13. – №. 28. – с. 6-11.

- [8] Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю. Новая методология кинематического анализа на примере исследования шестизвенника III класса.
- [9] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. About implementation harmonic impact of the resonance method. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 83-90.
- [10] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127.
- [11] Evgrafov, A., Khisamov, A., Egorova, O. Experience of modernization of the curriculum TMM in St. Petersburg state polytechnical university. Mechanisms and Machine Science, 2014, 19, pp. 239–247.
- [12] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khisamov, A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering. 12(5), pp. 400-404.
- [13] John F. Plane waves and spherical means applied to partial differential equations. Courier Corporation, 2004.
- [14] Oden J. T., Reddy J. N. Variational methods in theoretical mechanics. – Springer Science & Business Media, 2012.
- [15] Frasca, Marco. Green function method for nonlinear systems. 2007. Modern Physics Letters A 22.18. pp. 1293-1299.

УДК 621.01

Е.К.Иванов¹, Г.В.Иванова², И.В.Багин³, Д.И.Данилгородский⁴,
М.А.Скотникова⁵

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОТОРНЫХ МАСЕЛ НА МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ МАШИНЕ ТРЕНИЯ СМЦ-2



¹Евгений Константинович Иванов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6429, E-mail: eugenei1985@mail.ru



²Галина Валерьевна Иванова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6429, E-mail: galura@yandex.ru



³Иван Владимирович Багин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6429, E-mail: iv.bagin@mail.ru



⁴Денис Иванович Данилгородский,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6429, E-mail: danilogorik@mail.ru



⁵Маргарита Александровна Скотникова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6429, E-mail: skotnikova@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы создания трёхмерной модели машины трения СМЦ-2, модернизации её схемы для регистрации линейного износа, проведения испытаний по схеме «шар - ролик» износостойких синтетических моторных масел: Castrol SLX 5W30; Лукоил Люкс 5W40; ТНК Супер 10W40; SHELL HELIX HX7 10W-40; Mobil 1 pick life 5W50. Получены снимки пятен износа на шариках из стали ШХ15, по которым оценивался износ. Построены сравнительные графики зависимостей интенсивности изнашивания I от удельного контактного давления P . Показано, что самым высоким контактным давлением P_0 при котором практически прекращается износ шариков обладают масла Castrol SLX 5W30 и Лукоил Люкс 5W40, со значениями P_0 169,355 МПа и 129,483 МПа соответственно.

Ключевые слова: модернизация, машина трения, шар-ролик, моторные масла, износ, контактное давление.

Введение

Практически все существующие машины и механизмы в процессе работы испытывают трение, которое, в свою очередь, влечет за собой износ и выход из строя отдельных частей оборудования [1-5]. Для повышения износостойкости разработано большое количество различных мер, одна из которых – использование смазочных материалов [6-12]. При правильно подобранной смазке трибоузлов, можно добиться уменьшения сил трения в 50-100 раз, по сравнению с сухим трением. Чтобы подобрать смазочный материал в соответствии с эксплуатационными требованиями, а также обеспечить контроль по их соблюдению, необходимо организовать систему испытаний смазок [13-17].

Поэтому целью данной работы явилась модернизация конструкции Машины трения СМЦ-2 для регистрации линейного износа образцов, работающих в среде моторного масла.

Известно, что сроки замены моторных масел очень малы и, например, для легкового автомобиля составляют 6...8 тыс. км пробега [18]. Основная причина кратковременности ресурса моторных масел связана с накоплением в них твердых продуктов износа и продуктов сгорания. При работе двигателя, наблюдается уменьшение концентрации присадок в масле и понижение эффективности их действия, то есть, присадки срабатываются.

Методы

Испытания проводили на Машине трения СМЦ-2 по схеме «шар - ролик», где в качестве образцов использовали пару – «шар – кольцо подшипника». Сферический (неподвижный) образец — шар диаметром 8 мм из стали ШХ15. Цилиндрический (подвижный) образец — наружное кольцо роликового конического однорядного подшипника 7250Л, диаметром 52 мм, шириной 13 мм. Сталь ШХ-15 характеризуется высокой износостойкостью и устойчивостью к коррозии.

Испытания образцов производили в синтетических моторных маслах: Castrol SLX 5W30; Лукойл Люкс 5W40; ТНК Супер 10W40; SHELL HELIX HX7 10W-40; Mobil 1 pick life 5W50.



Рис. 1. Машина трения СМЦ-2

Для проведения испытаний и исследований использовалась: модернизированная машина трения СМЦ-2, металлографический оптический микроскоп μ Vizo - MET, программное обеспечение PTC Mathcad 15.0 и Microsoft Excel 2013.

На рисунке 2 показана схема существующего стандартного устройства для измерения линейного износа, которое подлежало модернизации. Цифрами на рисунке показаны следующие элементы: нижний образец 1, верхний образец 2, кольцевой динамометр 3, тензодатчики 4, автоматический регулятор давления 5, микрометрический винт 6, стрелка-указатель 7, лимб с делениями 8, муфта 9 и реверсивный двигатель 10.

Устройство работает следующим образом. При вращении нижнего образца 1, образец 2 в результате линейного износа под воздействием силы, создаваемой кольцевым динамометром, опускается. Это приводит к уменьшению деформации динамометра и наклеенных на него тензодатчиков. При уменьшении деформации тензодатчиков автоматический регулятор 5 выдает управляющий сдвиг на реверсивный двигатель 10 типа РД-09, который начинает вращать микрометрический винт 6 через муфту 9 до момента восстановления первоначальной деформации динамометра и тензодатчиков, т.е. до восстановления заданной нагрузки на образцы.

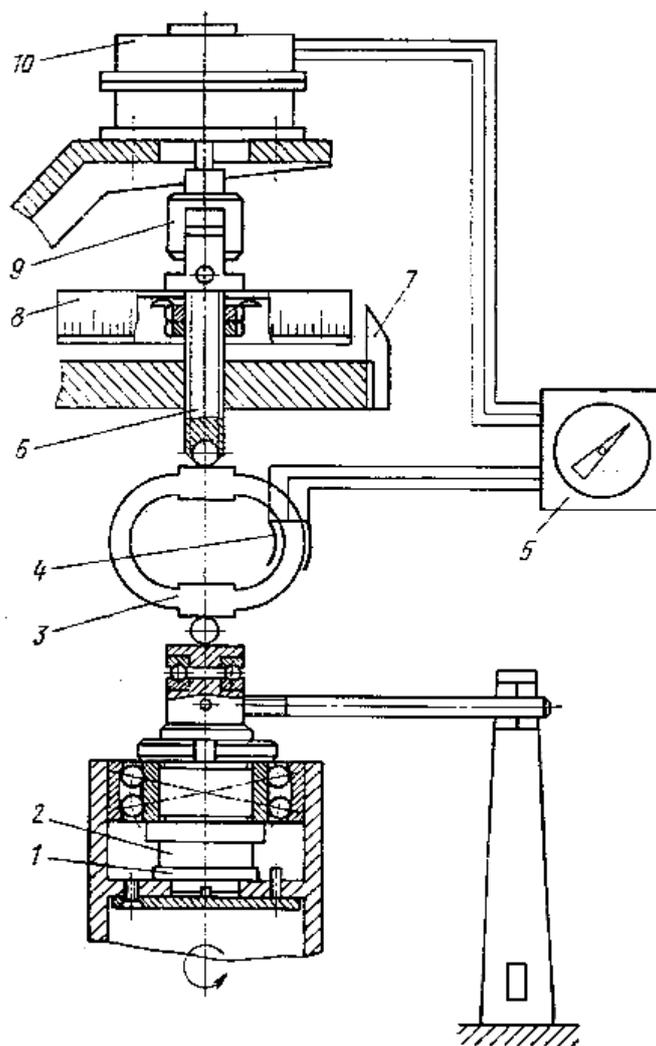


Рис. 2. Устройство для измерения линейного износа

Вместе с микрометрическим винтом поворачивается лимб 8. Зная число делений, на которое повернулся лимб, и шаг микрометрического винта, можно легко определить величину суммарного линейного износа образца. Благодаря соединению лимба с микрометрическим винтом фрикционной муфтой увеличение линейного износа в период приработки

не сказывается на окончательных результатах. Процесс измерения происходит при непрерывной работе устройства. В изготовленном устройстве лимб имеет 400 делений; шаг микрометрического винта равен 1 мм; цена деления составляет 0,0025 мм.

Результаты

1. Проектирование трёхмерной модели машины трения СМЦ-2

На первом этапе модернизации машины трения СМЦ-2 была разработана её трёхмерная модель в компьютерной программе «КОМПАС-3D» в масштабе 1:1. В процессе разборки машины трения были зарисованы эскизы всех деталей с последующим проектированием и созданием сборочной модели. 3D модель Машины трения СМЦ-2 представлена на рисунке 3.

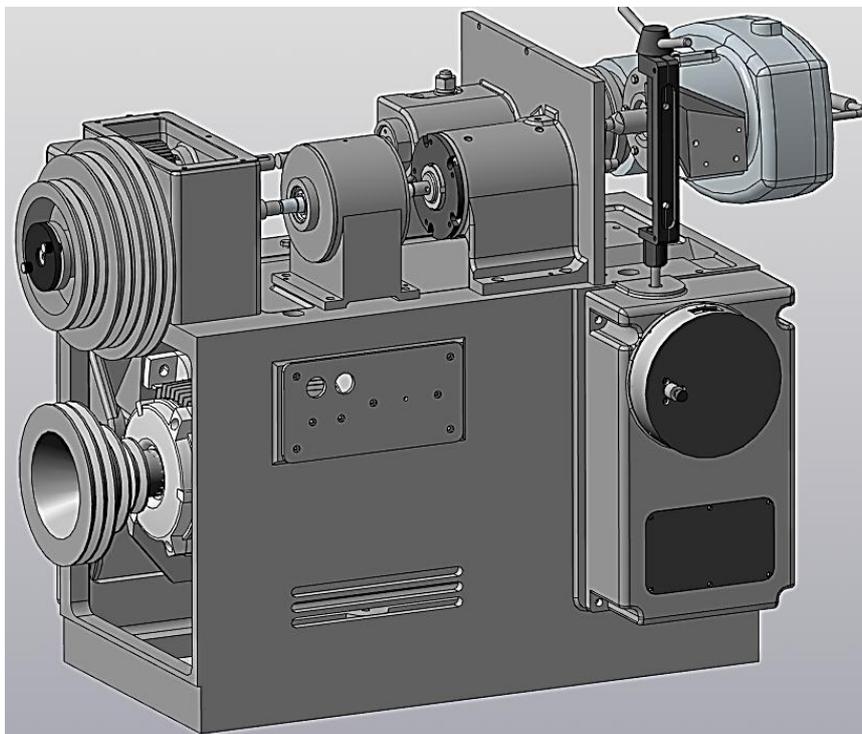


Рис. 3. 3D модель Машины трения СМЦ-2

2. Проектирование трёхмерной модели устройства (динамометра) для непрерывной регистрации износа образцов

Разработанный в программе «КОМПАС-3D» динамометр представлен на рисунке 4. Как видно, нагрузка, прикладываемая к образцу, передается от рычага через специальный стержень, расположенный во втулке в верхней части испытательной камеры. Чтобы освободить место для

динамометра, были удалены части втулки и стержня в машине трения СМЦ-2.

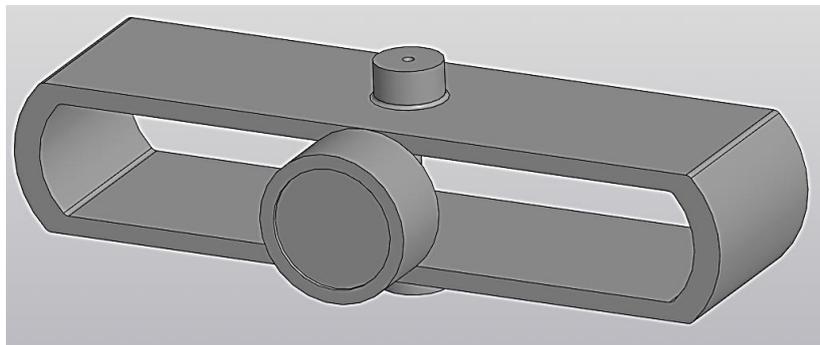


Рис. 4. 3D модель разработанного динамометра

Динамометр зажимается двумя шариками между рычагом и местом приложения нагрузки, расположенными в корпусе. Как показано на рисунке 5, разработанный динамометр был успешно добавлен в сборку.

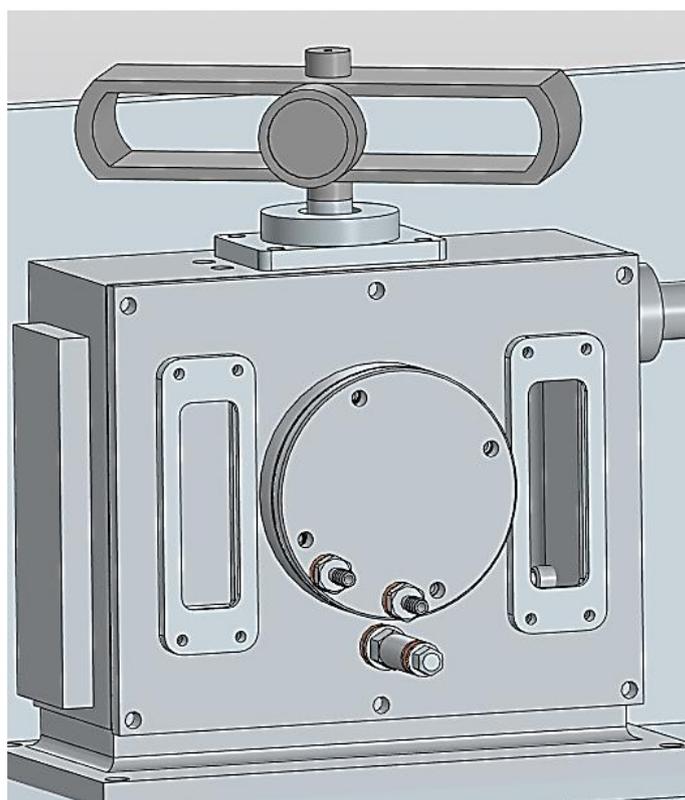


Рис. 5. Модель динамометра в сборке

При использовании новой конструкции динамометра исчезла необходимость в восстановлении значения деформации, поэтому можно отказаться от некоторых узлов старого устройства, таких как реверсивный

двигатель, тензодатчики, и прочее. Достаточно разместить в испытательной камере модернизированный динамометр, подходящий по размерам и пределу измерений.

3. Испытания моторных масел на машине трения СМЦ-2

Оценка противоизносных свойств смазочных материалов проводилась по ГОСТ 51860-2002, по схеме «шар - ролик», рис. 6.

Во время испытания трибопары, сферический верхний неподвижный образец прижимал под действием постоянной нагрузки P нижний вращающийся цилиндрический образец, погруженный в испытуемое масло. В результате непрерывной регистрации пути трения, по окончании испытания, на заданном пути трения, измерялся износ и интенсивность изнашивания шарика. Далее нагрузку P ступенчато увеличивали и повторяли испытания на новых парах образцов на заданном пути трения и строили общий график зависимости интенсивности изнашивания образцов от давления при постоянной нагрузке, определяющий противоизносные свойства смазочного материала.

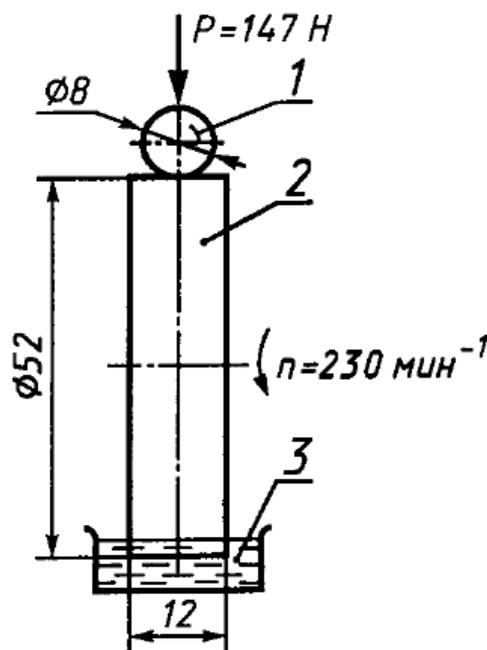


Рис. 6. Принципиальная схема испытаний смазочных материалов на машине трения СМЦ-2

В месте контактирования двух образцов появляется пятно износа. Ацетоном протирали сферический образец и на оптическом микроскопе измеряли больший (а) и меньший (б) диаметры пятна износа в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Определяли средний диаметр пятна износа d_i мм, сферического образца в соответствии с формулой 1:

$$d_i = \frac{a_i + b_i}{2} \quad (1)$$

где a_i и b_i —большие и меньшие диаметры пятна износа, мм.

Износ h_i мм и показатель интенсивности изнашивания I_i находили по формулам 2 и 3:

$$h_i = 0,5 \left(d - \sqrt{d^2 - d_i^2} \right) \quad (2)$$

где d — диаметр сферического образца, мм.

$$I_i = \frac{h_i}{s_i} \quad (3)$$

где s_i — путь трения.

Находили давление P_i Па (МПа),

$$P_i = \frac{4W}{\pi d_i^2} \quad (4)$$

где W — постоянная нагрузка 147,15 Н; d_i — средний диаметр пятна износа, мм.

Для расчета удельного давления P_0 (5), при котором практически прекращался износ, находили значения a и b по формулам 6 и 7.

$$P_0 = e^{\left(\frac{a}{b}\right)} \quad (5)$$

Находили значение a

$$a = \frac{\sum_1^N I_i \sum_1^N (\ln P_i)^2 - \sum_1^N (I_i \ln P_i) \sum_1^N \ln P_i}{N \sum_1^N (\ln P_i)^2 - (\sum_1^N \ln P_i)^2} \quad (6)$$

Находили значение b

$$a = \frac{N \sum_1^N I_i \ln P_i - \sum_1^N I_i \sum_1^N \ln P_i}{N \sum_1^N (\ln P_i)^2 - (\sum_1^N \ln P_i)^2} \quad (7)$$

где N — число точек.

Размеры пятен износа (a и b) измерялись на оптическом микроскопе μ Vizo - MET в двух взаимно перпендикулярных направлениях (см. Рис. 7). Исследуемые шарики устанавливались на предметное стекло и закреплялись пластилином. Ориентация пятна износа проводилась поворотом шарика до полного засвечивания пятна с целью выверки расположения перпендикулярно световому потоку микроскопа. Эти мероприятия обеспечивают наибольшую достоверность измерений.

Обработка результатов проводилась по методике, приведенной в ГОСТ Р 51860-2002. Результаты измерений пятен износа представлены в таблице 1.

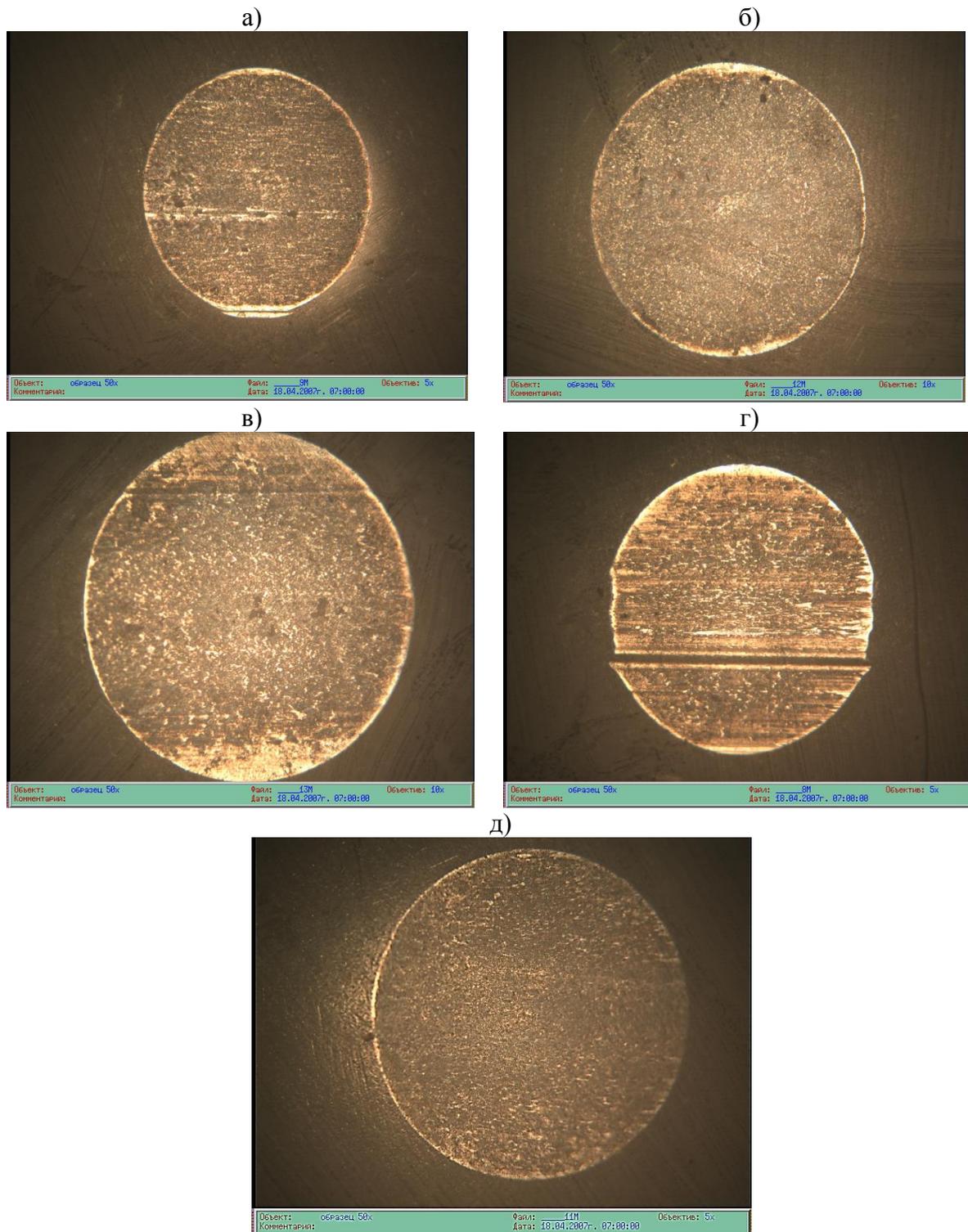


Рис. 7. Фотографии пятна износа после испытаний при суммарном числе оборотов 73500 в среде масла: а) Castrol SLX 5W30; б) Лукоил Люкс 5W40; в) ТНК Супер 10W40; г) SHELL HELIX HX7 10W-40; д) Mobil 1 pick life 5W50. 5x
Таблица 1. Результаты измерения пятен износа образцов типа «шар» после испытаний в различных смазочных средах.

Суммарное число оборотов за испытание n , об	Castrol SLX 5W30		Mobil 1 pick life 5w50		Лукойл Люкс 5W40		ТНК Супер 10W40		SHELL HELIX HX7 10W-40	
	a , мм	b , мм	a , мм	b , мм	a , мм	b , мм	a , мм	b , мм	a , мм	b , мм
3100	0.89	0.82	0.67	0.59	0.88	0.84	0.89	0.84	0.84	0.76
6100	0.93	0.84	1.05	0.97	0.86	0.81	0.90	0.84	0.92	0.85
12200	1.01	0.91	1.19	1.11	1.02	0.93	1.15	1.04	1.02	0.94
21400	0.93	0.85	1.04	0.98	0.95	0.87	1.18	1.07	1.22	1.11
30600	0.86	0.78	1.02	0.94	0.81	0.76	1.02	0.96	0.90	0.81
45900	0.91	0.81	1.10	1.02	1.01	0.94	1.35	1.24	0.82	0.71
55100	0.97	0.89	1.26	1.17	1.08	1.02	1.30	1.19	1.15	1.07
61200	1.02	0.93	1.22	1.13	1.17	1.09	1.28	1.18	1.23	1.15
67400	0.93	0.85	1.22	1.12	1.15	1.07	1.31	1.23	1.03	0.93
73500	1.00	0.86	1.20	1.16	1.14	1.07	1.36	1.26	1.11	0.98

На рисунке 8 представлен сводный график зависимости интенсивности изнашивания (I) образцов типа «Шар» от контактного давления P при испытании различных моторных масел.

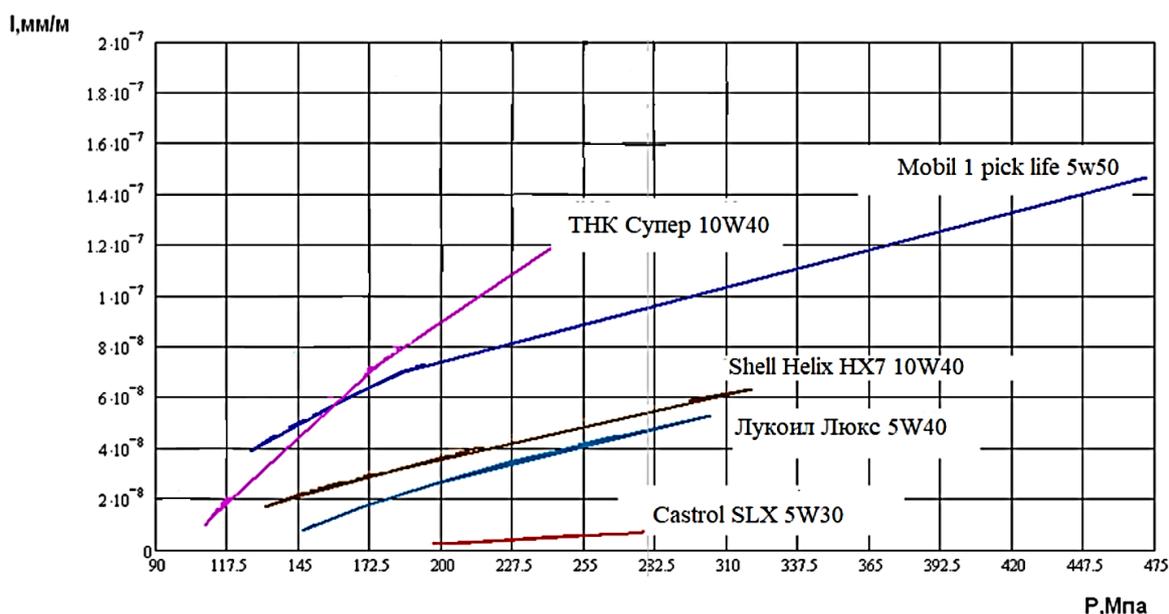


Рис. 8. Сводный график зависимости интенсивности изнашивания (I) образцов типа «Шар» от контактного давления P при испытании в различных моторных маслах.

По полученным размерам пятен износа, представленных в таблице 1 и формуле (5) были рассчитаны удельные контактные давления P_0 при которых практически прекращается износ. Большие значения P_0 положительно характеризуют смазочный материал (см. таблицу 2).

Таблица 2. Значения удельных контактных давлений P_0 полученных в данной работе и другие характеристики масел [19]

Наименование смазочного материала	P_0 , МПа	Индекс вязкости, [19]	Кинематическая вязкость при 100°C, сСт [19]	Сульфатная зольность, [19]	Температура застывания, °С, [19]
Castrol SLX 5W30	169,355	165	12,1	0,7	-48
Лукоил Люкс 5W40	129,483	150	12,5-14.5	1,3	-37
ТНК Супер 10W40	101,697	145	14,3	1,0	-38
SHELL HELIX HX7 10W-40	95,914	154	14,37	1,23	-45
Mobil 1 pick life 5W50	78,898	184	17	1,3	-54
M-6 ₃ /12Г ₁	-	115	12	1,3	-30

Обсуждение

Как видно из полученных результатов, у масел Castrol SLX 5W30 и Лукоил Люкс 5W40 достигаются (см. Табл.2) наибольшие значения удельного контактного давления, при котором практически прекращается износ и составляют 169,355 МПа и 129,483 МПа соответственно. Топография поверхности пятен износа не имела вырывов материала и борозд, как например у пятна контакта при испытании в среде моторного масла М6₃/12Г₁. Наличие таких борозд можно объяснить попаданием в зону трения отслоившейся частицы износа или адгезионным схватыванием контактирующих образцов. Кроме того, как видно из рисунка 8, графики зависимости интенсивности изнашивания образцов под действием давления P имели небольшую длину. Можно полагать, что эти масла обладают хорошей смазывающей способностью и обеспечивают стабильность процесса трения.

Согласно литературным данным [19], высокий индекс вязкости масел обеспечивает минимальное изменение вязкости при колебаниях температуры (см. Табл.2). Низкая кинематическая вязкость масла во многом определяет работу маслосистем. Чем меньше зольность, тем дольше можно эксплуатировать масло без замены. Низкое значение температуры застывания свидетельствует о способности смазки работать при низких температурах.

Заключение

Таким образом, в результате проведенных исследований, в компьютерной программе «КОМПАС-3D», разработаны трёхмерные модели как самой машины трения СМЦ-2, так и ее модернизированного устройства (динамометра) для непрерывной регистрации износа образцов.

По схеме «шар - ролик» проведены испытания износостойких моторных масел: Castrol SLX 5W30; Лукойл Люкс 5W40; ТНК Супер 10W40; SHELL HELIX HX7 10W-40; Mobil 1 pick life 5W50.

Построены сравнительные графики зависимостей интенсивности изнашивания I от удельного контактного давления P .

Показано, что самым высоким контактным давлением P_0 при котором практически прекращается износ шариков обладают масла Castrol SLX 5W30 и Лукойл Люкс 5W40, со значениями P_0 169,355 МПа и 129,483 МПа соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Рыбакова Л.М. Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. М., Машиностроение, 1982, 212 с.
- [2] Скотникова М.А., Приемышев А.В., Зубарев Ю.М. Особенности разрушения поверхностей абразивных зерен и материалов обрабатываемых заготовок при высокоскоростном шлифовании. Вопросы материаловедения, V. 4, 2004, стр. 31-43.
- [3] Мышкин И.К., Смазка, износ: Физические основы и технические приложения трибологии, ФизМатЛит, Москва, 2007.
- [4] Петров В.М., Применение модифицирующих агентов в узлах машин для решения триботехнических задач, СПбПУ, Санкт-Петербург, 2004.
- [5] Браун Э.Д., Буш Н.А., Буяновский И.А., Основы трибологии, Машиностроение, Москва, 2001.
- [6] Годлевский В.А., Марков В.В. Принцип сочетаемости разнородных присадок в трибоактивных СОТС для лезвийной обработки металлов. Современное машиностроение: Наука и образование. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, № 5, 2016. – с.359-367.
- [7] Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В., Сидоров А.А., Ивановский Д.К. Исследование эффективности восстановления технико-экономических показателей изношенного двигателя с помощью триботехнических составов. Современное машиностроение: Наука и образование. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, № 5, 2016. – с.583-596.

- [8] Болотов А.Н., Бурдо Г.Б., Новикова О.О. Смазочные свойства масел на основе кремнийорганических наножидкостей. Современное машиностроение: Наука и образование. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, № 8, 2019. – с.377-390.
- [9] Буяновский И.А., Фукс И.Г., Граничная смазка: этапы развития трибологии, Машиностроение, Москва, 2002.
- [10] Болотов А.Н., Бурдо Г.Б. Расчет ресурса магнитожидкостных узлов трения, работающих в вакууме или газовой среде. Современное машиностроение: Наука и образование. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, № 6, 2017. – с.294-303.
- [11] Медведева В.В., Бреки А.Д., Крылов Н.А., Александров С.Е. О механизме противоизносного действия консистентного смазочного композиционного материала, содержащего смесь гидросиликатов магния. Современное машиностроение: Наука и образование. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, № 5, 2016. – с.486-498.
- [12] Скотникова М.А., Крылов Н.А., Медведева В.В. Влияние магнитной составляющей геоматериалов на свойства пар трения, *Procedia Engineering* 150 (2016). с.612 – 617.
- [13] Евсин М.Г., Скотникова М.А. Совершенствование конструкции подшипника ротационного вискозиметра для повышения точности прибора. Материалы конференции АІР. Мелвилл, Нью-Йорк, 2021, V. 2340, стр. 030006.
- [14] Порохов В.С. Трибологические методы испытаний масел и присадочных соединений, Машиностроение, Москва, 1983.
- [15] Ильин М.И., Скотникова М.А., Крылов Н.А., Ланина А.А. и др. Установка для исследования трения скольжения. Патент на полезную модель России № 67261 от 02.04.2007 г.
- [16] Скотникова М.А., Бреки А.Д., Евсин М.Г., Калинин В.Ю., Василевский М.Р. Влияние концентрации и размера частиц порошков горных пород на противоизносные свойства масел. Материалы конференции АІР. Мелвилл, Нью-Йорк, 2021, V. 2340, стр. 060005.
- [17] Программа для исследования смачиваемости поверхностей и поверхностного натяжения жидкости, *Wettability*. Снетков В.В., Цветкова Г.В., Иванова Г.В. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2020610991, 23.01.2020. Заявка № 2019667657 от 30.12.2019.
- [18] Саблина З.А. Присадки к моторным топливам. М.: Химия, 1977. 209 с.
- [19] SAEJ300 – международная система классификации моторных масел (Society of Automotive Engineers – Общество Автомобильных Инженеров США).

Е.К. Ivanov, G.V. Ivanova, I.V. Bagin, D.I. Danilgorodsky,
M.A. Skotnikova

COMPARATIVE STUDIES OF MOTOR OILS ON THE UPGRADED SMC-2 FRICTION MACHINE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article deals with the creation of a three-dimensional model of the SMTs-2 friction car, the modernization of its scheme for registering linear wear, and the testing of wear - resistant synthetic motor oils according to the "ball-roller" scheme: Castrol SLX 5W30; Lukoil Lux 5W40; TNK Super 10W40; SHELL HELIX HX7 10W-40; Mobil 1 pick life 5W50. Images of wear spots on the balls made of steel HX15 were obtained, according to which the wear was estimated. Comparative graphs of the dependence of the wear intensity I on the specific contact pressure P are constructed. It is shown that Castrol SLX 5W30 and Lukoil Lux 5W40 oils have the highest contact pressure P_0 at which ball wear practically stops, with P_0 values of 169.355 MPa and 129.483 MPa, respectively.

Key words: modernization, friction machine, ball-roller, engine oils, wear, contact pressure.

REFERENCES

- [1] Skotnikova M. A., Priemyshev A.V., Zubarev Yu. M. Features of destruction of surfaces of abrasive grains and materials of processed workpieces during high-speed grinding. Questions of Materials Science, V. 4, 2004, pp. 31-43.
- [2] Rybakova L.M. Kuksenova L.I. Structure and wear resistance of metal. M., Mashinostroenie, 1982, 212 p.
- [3] Myshkin I.K., Lubrication, wear: Physical bases and technical applications of tribology, FizMatLit, Moscow, 2007.
- [4] Petrov V.M., Application of modifying agents in machine nodes for solving tribotechnical problems, SPbPU, St. Petersburg, 2004.
- [5] Brown E.D., Bush N.A., Buyanovsky I.A., Fundamentals of Tribology, Mechanical Engineering, Moscow, 2001.
- [6] Godlevsky V.A., Markov V.V. The principle of compatibility of dissimilar additives in triboactive STS for blade processing of metals. Modern mechanical engineering: Science and Education. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, No. 5, 2016. - pp. 359-367.
- [7] Shabanov A.Yu., Galyshev Yu.V., Sidorov A.A., Ivanovsky D.K. Investigation of the efficiency of restoring technical and economic

- indicators of a worn-out engine with the help of tribotechnical compositions. Modern mechanical engineering: Science and Education. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, No. 5, 2016. - pp. 583-596.
- [8] Bolotov A.N., Burdo G.B., Novikova O.O. Lubricating properties of oils based on organosilicon nanofluids. Modern mechanical engineering: Science and Education. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, No. 8, 2019. - pp. 377-390.
- [9] Buyanovsky I.A., Fuchs I.G., Boundary lubrication: stages of tribology development, Mashinostroenie, Moscow, 2002.
- [10] Bolotov A.N., Burdo G.B. Calculation of the resource of magnetofluidic friction units operating in a vacuum or gas medium. Modern mechanical engineering: Science and Education. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, No. 6, 2017. - pp. 294-303.
- [11] Medvedeva V.V., Breki A.D., Krylov N.A., Alexandrov S.E. On the mechanism of anti-wear action of a consistent lubricating composite material containing a mixture of magnesium hydrosilicates. Modern mechanical engineering: Science and Education. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, No. 5, 2016. - pp. 486-498.
- [12] Skotnikova M.A., Krylov N.A., Medvedeva V.V. Influence of the magnetic component of geomaterials on the properties of friction pairs, Procedia Engineering 150 (2016) pp. 612 – 617.
- [13] Evsin M.G., Skotnikova M.A. Improving the design of the rotary viscometer bearing to improve the accuracy of the device. Materials of the AIP conference. Melville, New York, 2021, V. 2340, p. 030006.
- [14] Porokhov V.S. Tribological test methods for oils and additive compounds, Mashinostroenie, Moscow, 1983.
- [15] Ilyin M.I., Skotnikova M.A., Krylov N.A., Lanina A.A., etc. Installation for the study of sliding friction. Russian Utility Model Patent No. 67261 dated 02.04.2007.
- [16] Skotnikova M.A., Breki A.D., Evsin M.G., Kalinin V.Yu., Vasilevsky M.R. Influence of concentration and particle size of rock powders on anti-wear properties of oils. Materials of the AIP conference. Melville, New York, 2021, V. 2340, p. 060005.
- [17] Program for the study of the wettability of surfaces and the surface tension of liquids, Wettability. Snetkov V.V., Tsvetkova G.V., Ivanova G.V. Certificate of registration of the computer program RU 2020610991, 23.01.2020. Application no. 2019667657 dated 30.12.2019.
- [18] Sablina Z.A. Additives to motor fuels. Moscow: Khimiya, 1977. 209 p.
- [19] SAEJ300-international classification system for motor oils (Society of Automotive Engineers – Society of Automotive Engineers of the USA).

УДК 621.01

Ли Сяньшунь¹, Е.Б. Седакова²

**ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА
МОЛЕКУЛЯРНО-ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ ПРИ
АДГЕЗИОННОМ ИЗНАШИВАНИИ
ПОЛИТЕТРАФТОРЭТИЛЕНА И ЕГО КОМПОЗИТА**



¹Ли Сяньшунь, аспирант, ВШ Машиностроения.
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)586-0213, E-mail: 1162348646@qq.com.



²Елена Борисовна Седакова, д.т.н., руководитель
лаборатории трения и износа.
Федеральное государственное бюджетное учреждение
науки Институт проблем машиноведения Российской
Академии наук
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: elenasedakova2006@yandex.ru

Аннотация

В работе применен метод молекулярно-динамического моделирования для исследования особенностей износа при трении скольжения политетрафторэтилена (ПТФЭ) и наполненного композита на его основе Ф4К20, состоящего из 80 об. % ПТФЭ + 20 об. % литейного кокса. Для реализации поставленной задачи была построена трехслойная молекулярная модель, в которой верхний и нижний слои состоят из атомов Fe, а в качестве материала среднего слоя использованы ПТФЭ или Ф4К20. Исследована картина движения молекул в ПТФЭ и его композите при трении путем компьютерного моделирования трения скольжения за счет движения крайних слоёв, содержащих Fe, в противоположных направлениях. В результате показано, что среднее изменение концентрации ПТФЭ около верхней границ раздела слоев приблизительно в 2,5 раза выше

по сравнению с Ф4К20. Моделирование показало, что при сравнении величин износа ПТФЭ и Ф4К20 при адгезионном изнашивании, молярная масса износа ПТФЭ приблизительно на 30% выше, чем Ф4К20.

Ключевые слова: трение, износ, молекулярно-динамическое моделирование, сдвиговое движение, молярная масса износа, адгезионное изнашивание.

Введение

Полимерные материалы являются очень перспективными материалами для использования их в узлах трения. Одним из поликристаллических полимеров, после разработки которого началось успешное внедрение полимеров в различные трибосопряжения, является политетрафторэтилен. ПТФЭ имеет широкий диапазон рабочих температур, обладает стойкостью к агрессивным средам и очень низким коэффициентом трения [1]. Однако, существенным недостатком ПТФЭ является его низкая износостойкость. По своей молекулярной структуре ПТФЭ состоит из длинных неразветвленных цепей, состоящих из атомов углерода с присоединенными атомами фтора. Введение различных наполнителей в ПТФЭ значительно повышает его износостойкость [2-6]. Известно, что при трении ПТФЭ и его композитов по стали на поверхности контртела при определенных условиях возможно образует очень тонкий слой полимера [7]. Этот слой полимера разделяет контактирующие поверхности и может рассматриваться в качестве твердой смазки [8]. Такой слой удерживается по поверхности за счет возникновения сил адгезии [9-13], которая характеризуется возникновением связей между поверхностными слоями двух разнородных тел, приведённых в соприкосновение.

В настоящее время существует ряд публикаций, в которых сделаны попытки установления связей между молекулярной структурой полимерных материалов и их физическими свойствами. Например, в [14] исследуется влияние углеродных волокон (УВ) и механоактивированного бентонита (Б) на триботехнические характеристики ПТФЭ. Авторами показано, что введение комбинированных наполнителей в ПТФЭ приводит к существенному увеличению износостойкости композита при сохранении низкого коэффициента трения. Существует ряд теоретических предположений о причинах существенного повышения износостойкости ПТФЭ в присутствии наполнителей. Однако до сих пор этот вопрос остается до конца не изученным. Целью исследований в настоящей работе было изучение на

наноразмерном уровне влияния наполнителя из литейного кокса на адгезионное изнашивание ПТФЭ.

Метод исследования

В последнее время стал применяться метод молекулярно-динамического моделирования к исследованию на наноуровне процессов, происходящих в материалах. Однако до сих пор имеется мало публикаций, в которых применяется данный метод к исследованию процессов изнашиваний твердосмазочных материалов. В данной работе применен молекулярно-динамический метод для моделирования процесса изнашивания пар трения ПТФЭ и его композита, находящихся в контакте с Fe, которое в преобладающем процентном соотношении входит в состав всех сталей. Для моделирования изнашивания применялось силовое поле COMPASS. COMPASS силовое поле является первым силовым полем, которое позволяет точно и одновременно предсказывать широкий спектр молекул и полимеров [15]. В силовом поле COMPASS полная потенциальная энергия E суммируется следующим образом [16]:

$$\begin{aligned}
 E = & \sum E^{(b)} + \sum E^{(\theta)} + \sum E^{(\varphi)} + \sum E^{(\gamma)} + \sum E^{(bb')} + \sum E^{(b\theta)} \\
 & + \sum E^{(b\varphi)} + \sum E^{(b'\varphi)} + \sum E^{(\theta\theta')} + \sum E^{(\theta\varphi)} \\
 & + \sum E^{(\theta\theta'\varphi)} + \sum E^{(vdw)} + \sum E^{(elec)} \quad (1)
 \end{aligned}$$

где b и b' - длины двух соседних связей соответственно; θ и θ' - величины соседних двухвалентных углов; γ - угол отклонения от плоскости; φ - двугранный угол кручения.

Энергия Ван-дер-Ваальса (vdw) представляется суммой отталкивающих и притягивающих членов Леннарда-Джонса. Энергия электростатической силы (elec) представляется суммой энергетических взаимодействий между атомами. Кроме того, при расчете несвязанного взаимодействия применяется ограничение радиуса взаимодействия 1,55 нм.

При моделировании изнашивания ПТФЭ и его композита рассматривалась трехслойная модель. Верхний и нижний слои состояли из атомов Fe с размерами 45,86×45,86 (Å) и высотой 17,57 (Å). Средний слой состоял из полимерного или композиционного материала с размерами 45,86×45,86 (Å), и высотой 27,18(Å).

В рамках рассматриваемой модели поэтапно исследовалось взаимодействие полимерных материалов с контртелами. На первом этапе моделировалось свободное состояние без учета молекулярного взаимодействия контактирующих материалов. На втором этапе рассматривалось предельное состояние до изнашивания, то есть с учетом молекулярного взаимодействия контактирующих поверхностей. На третьем этапе моделировался процесс изнашивания.

Примеры трехслойных моделей приведены на рис. 1 [17].

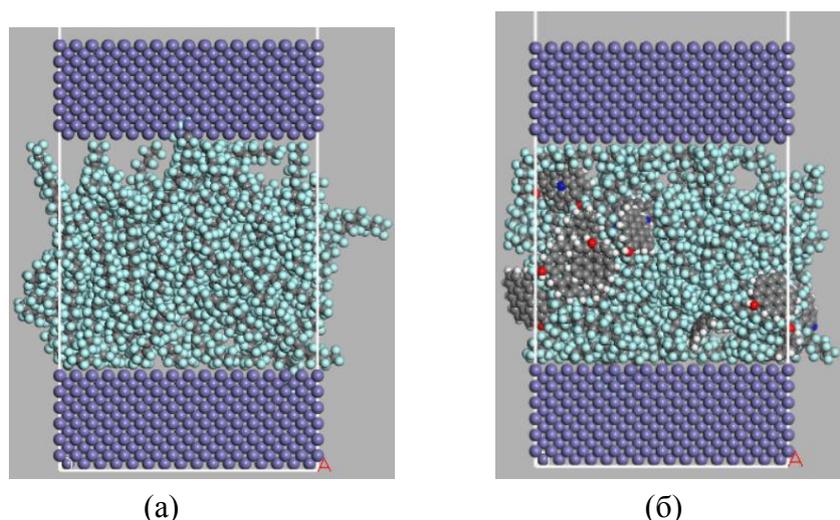


Рис.1. Трехслойные модели. (а) модель с ПТФЭ. (б) модель с Ф4К20. ●-атом углерода; ●-атом железа; ●- атом фтора.

При моделировании сначала выполняется оптимизация геометрии с допустимым сходимением энергии $1,0E-4$ ккал / моль и допустимым сходимением силы $0,005$ ккал / моль / Å. Далее проводится кинетический процесс оптимизация при определенном давлении и стабильной температуре (ансамбль NVT). Кроме этого, проводится моделирование сдвигового движения между слоями со скоростью $0,5$ Å/пс в течение 1000 пс при температуре 298 К (ансамбль NVE).

Результаты моделирования

На первом этапе исследовалось распределение концентрации полимерных материалов в направлении нормали к поверхностям раздела слоев. Далее будем рассматривать графические построения, отражающие особенности структурных изменений в двухкоординатной системе координат, где по оси ординат будем отслеживать изменение концентрации молекул в зависимости от расстояния, отложенного по нормали от нижней границы моделей.

При этом за нулевую координату по оси абсцисс примем координату нижней границы рассматриваемой модели.

На рис. 2 оказаны особенности распределения концентрации слое ПТФЭ при свободном состоянии и при предельном состоянии до появления изнашивания при температуре 298 К.



Рис. 2. Распределение концентрации ПТФЭ в направлении нормали к границам раздела слоев: 1 – при предельном состоянии до изнашивания; 2 – при свободном состоянии

Как видно из рис. 2, концентрация ПТФЭ в области верхней и нижней границ раздела слоев при предельном состоянии до изнашивания значительно увеличивается по сравнению с концентрацией ПТФЭ при свободном состоянии. Средняя концентрация ПТФЭ при предельном состоянии и при свободном состоянии около нижней границы раздела слоев приблизительно равна 3,64 % и 2,07%, соответственно. Средняя концентрация полимера при предельном состоянии и при свободном состоянии около верхней границы раздела слоев приблизительно равна 3,29 % и 1,28 %, соответственно.

На рис. 3. приведены результаты моделирования структурных изменений ПТФЭ при его взаимодействии с Fe при свободном состоянии и при предельном состоянии до появления изнашивания.

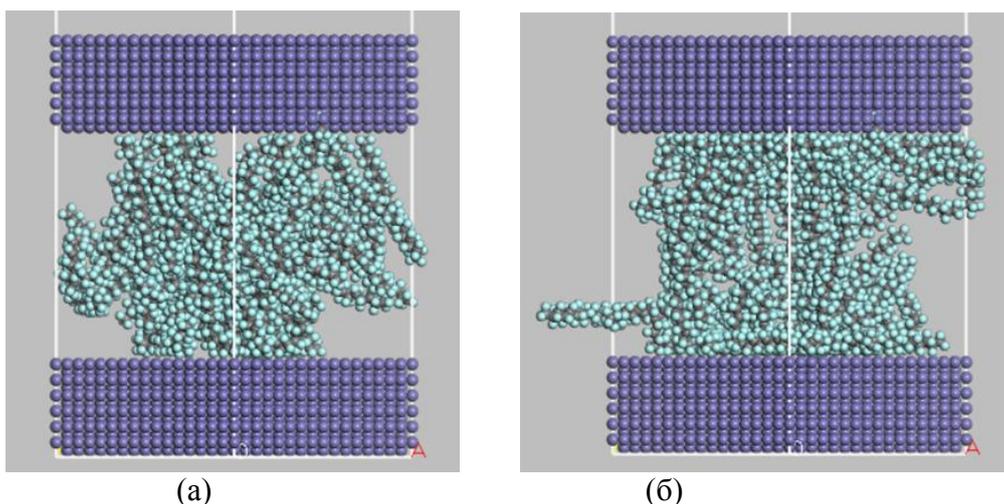


Рис. 3. Трехслойные модели ПТФЭ. (а)- при свободном состоянии; (б)- при предельном состоянии до изнашивания.

Из рис. 3 следует, что большинство атомов ПТФЭ при свободном состоянии находятся в центре среднего слоя. А при предельном состоянии до изнашивания атомы ПТФЭ перераспределяются и создают заметно большую концентрацию в области границ раздела слоев ПТФЭ с металлическими контртелами.

На рис.4 приведены результаты исследования распределения концентрации Ф4К20 в нормальном направлении к границам раздела полимерный материал - Fe при свободном состоянии и при предельном состоянии до появления изнашивания при температуре 298 К.



Рис. 4. Распределения концентрации Ф4К20 в направлении нормали к границам раздела слоев: 1- при предельном состоянии до изнашивания; 2 – при свободном состоянии.

Как видно из рис. 4, концентрация композита в области границ раздела слоев увеличивается при предельном состоянии до изнашивания по сравнению концентрации Ф4К20 при свободном состоянии. По расчетам, средние концентрации при предельном состоянии и при свободном состоянии в области нижней границы раздела приблизительно равны 3,69 % и 3,00%, соответственно. При этом средние концентрации при предельном состоянии и при свободном состоянии в области верхней границы раздела слоев приблизительно составляют 2,47 % и 1,63%, соответственно.

На рис. 5 приведены результаты моделирования взаимодействия материалов в паре трения Ф4К20 – Fe при свободном состоянии и при предельном состоянии до появления изнашивания.

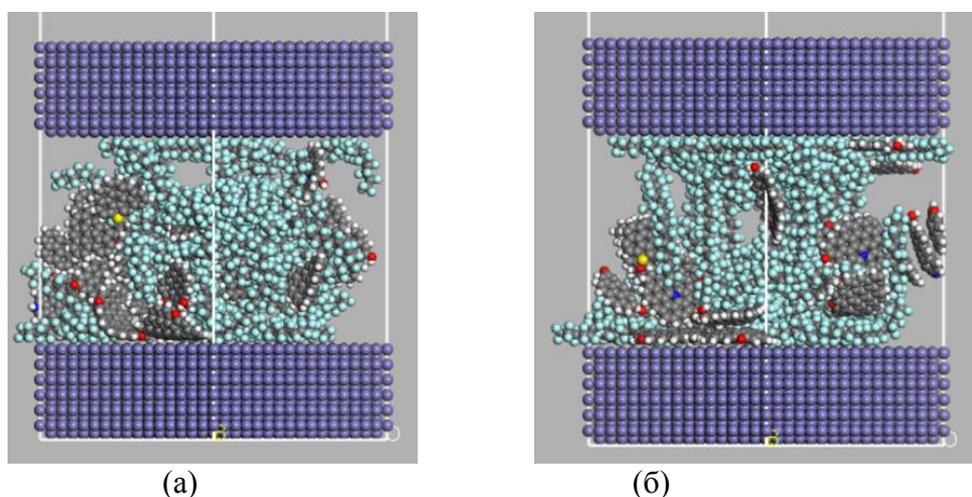


Рис. 5. Трехслойные модели Ф4К20. (а)- при свободном состоянии; (б)- при предельном состоянии до изнашивания.

Как видно из рис. 5, большинство атомов композиционных материалов при свободном состоянии находятся, как в средней части слоя полимерного материала, так и в области нижней границы раздела слоев. В противоположность этому, при предельном состоянии до изнашивания атомы композита, скапливаются в области границ раздела композита с металлическим контртелом.

На рис. 6 приведены зависимости распределения концентрации ПТФЭ и Ф4К20 в направлении нормали к границам раздела слоев при изнашивании указанных материалов при температуре 298 К.



Рис. 6. Распределение средних величин концентраций 1- ПТФЭ и 2- Ф4К20 в направлении нормали к границам раздела слоев в процессе изнашивания.

Из рис. 6 следует, что концентрация ПТФЭ в области верхней границы раздела слоев выше, чем концентрация Ф4К20. По расчетам средняя величина концентрации ПТФЭ в области верхней границы раздела слоев равна 3,59%, в то время, как средняя величина концентрации Ф4К20 в этой же области составляет 2,67%.

На рис. 7. приведены результаты компьютерного моделирования структурных изменения в ПТФЭ и его композите при сдвиговом смещении слоев, содержащих Fe.

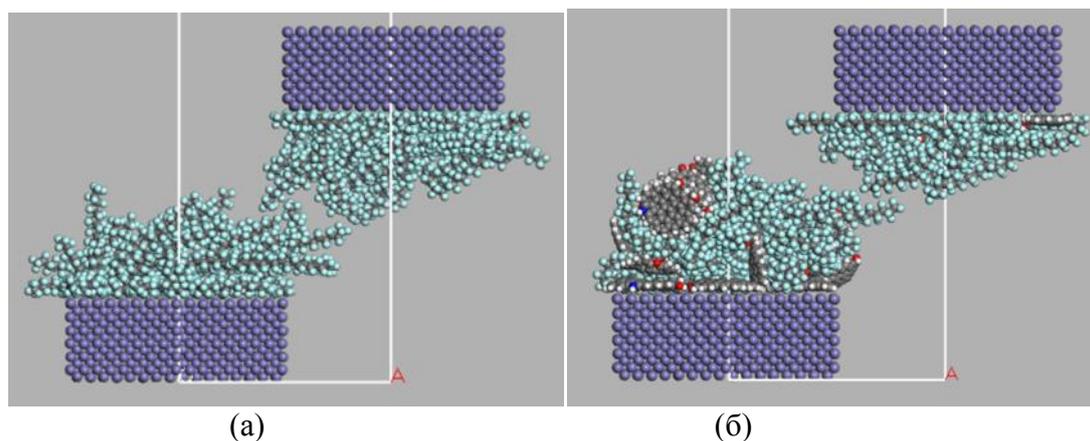


Рис. 7. Трехслойные модели изнашиваний пар трения. (а)- пар трения с ПТФЭ; (б)- пар трения с Ф4К20.

Как видно из рис. 7, количество атомов ПТФЭ, в области верхней границы раздела выше, чем количество атомов Ф4К20. При этом разрыв молекул ПТФЭ происходит в средней части слоя, а область разрыва молекул композита сдвинута в сторону верхней границы раздела слоев.

Обсуждение результатов

Сравнивая рис. 2 и рис. 4, отметим, что изменение средней концентрации в области нижней границы раздела слоев для ПТФЭ приблизительно в 2,4 раз выше, чем для Ф4К20. При этом изменение концентрации композита имеет сглаженный характер, по сравнению с изменением концентрации ПТФЭ. Самая низкая величина концентрации при предельном состоянии до изнашивания для ПТФЭ находится на расстоянии около 40 \AA от нижней границы трехслойной модели, а для Ф4К20 это расстояние составляет около 45 \AA . Кроме того, средняя концентрация в области верхней границы раздела слоев ПТФЭ приблизительно на 34% выше по сравнению со средней концентрацией Ф4К20 до изнашивания. Можно предположить, что введение кокса увеличивает износостойкость ПТФЭ, за счет повышения его способности противостоять адгезионному изнашиванию.

Проанализируем распределение концентрации полимера и его композита, показанное на рис. 6. Средняя концентрация около верхней границы раздела слоев с металлическим контртелом для ПТФЭ приблизительно на 30% выше, чем для Ф4К20.

Проанализируем трехслойные модели с полимером и его композитом, приведенные на рис. 7. Отметим, что молярная масса ПТФЭ, в области контакта с верхним металлическим слоем приблизительно на 30% выше, чем молярная масса Ф4К20 в этой же области. Эта величина совпадает с разностью средних концентраций ПТФЭ и Ф4К20 в области верхней границы раздела с металлическим контртелом. Можно заключить, что регистрируемые различия в расстояниях разрыва молекул от границы раздела слоев полимерных и композиционных материалов связаны с появлением областей самых низких концентраций полимерных и композиционных материалов перед появлением износа (рис. 2 и рис.4).

Заключение

В работе сделана попытка моделирования на молекулярном уровне структуры ПТФЭ и его композита в тонком слое непосредственно вблизи контакта со стальным контртелом. Показано, что введение наполнителя в виде мелкодисперсного кокса приводит к стабилизации молекул ПТФЭ, за счет чего наблюдается снижение адгезионного эффекта.

Введение наполнителя приводит к уменьшению средней концентрации ПТФЭ в области верхней границы раздела слоев

полимерный композит – стальное контртело приблизительно на 34%.

Введение кокса в ПТФЭ приводит к уменьшению адгезионного износа приблизительно на 30%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Механизмы износа политетрафторэтилена при трении по сталям различных марок. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. N. 2, С. 80-84.
- [2] Bhargava S., Makowiec M. E., and Blanchet T. A. Wear Reduction Mechanisms within Highly Wear-Resistant Graphene and Other Carbon-Filled PTFE Nanocomposites // Wear. 2020. V. 444. 203163.
- [3] Liu H., Su X., Tao J., Fu R., You C., and Chen X. Effect of SiO₂ Nanoparticles Decorated SCF Mechanical and Tribological Properties of Cenosphere/SCF/PEEK Composites. // Journal of Applied Polymer Science. 2019. 48749.
- [4] Vasilev A. P., Struchkova T. S., Nikiforov L. A., Okhlopkova A. A., Grakovich P. N., Shim E. L., and Cho J. H. Mechanical and Tribological Properties of Polytetrafluoroethylene Composites with Carbon Fiber and Layered Silicate Fillers // Molecules. 2019. V. 24. N. 2. P. 224.
- [5] Слепцова С.А., Лазарева Н.Н., Федосеева В.И., Капитонова Ю.В., Охлопкова А.А. Влияние катионов металлов механоактивированного бентонита на триботехнические процессы в ПТФЭ // Трение и износ. 2018. Т. 39. N. 6, С. 604-611.
- [6] Narayanasamy, P.; Balasundar, P.; Senthil, S.; Sanjay, M.R.; Siengchin, S.; Khan, A.; Asiri, A.M. Characterization of a novel natural cellulosic fiber from Calotropis gigantea fruit bunch for ecofriendly polymer composites // Int. J. Biol. Macromol. 2020. V. 150. P. 793–801.
- [7] Friedrich K. Polymer composites for tribological applications. Advanced Industrial and Engineering // Polymer Research. 2018. V. 1. Is. 1. P. 3-39
- [8] Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. Особенности износа политетрафторэтилена и промышленного композита Ф4К20 при трении по углеродистой и легированной сталям // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. N. 4, С. 73-80.
- [9] Лужнов Ю.М. Александров В.Д. Основы триботехники. Москва: МАДИ. 2013. – 136 с.

- [10] Yumashev A., Mikhaylov A. Development of polymer film coatings with high adhesion to steel alloys and high wear resistance // *Polymer Composites*. 2020. V. 44. P. 2875–2880.
- [11] Myshkin N., Kovalev A. Adhesion and surface forces in polymer tribology—A review // *Friction*. 2018. V. 6. N. 2. P. 143–155.
- [12] Myshkin N. K., Petrokovets M. I., Kovalev A. V. Tribology of polymers: Adhesion, friction, wear, and mass-transfer // *Tribology International*. 2005. T. 38. N. 11–12. P. 910–921.
- [13] Awaja F, Gilbert M, Kelly G, Fox B, Pigram P J. Adhesion of polymers // *Progress in Polymer Science*. 2009. V. 34. N. 9. P. 948–968.
- [14] Охлопкова А. А., Васильев А. П., Стручкова Т. С., Алексеев А. Г., Гракович П. Н. Влияние углеродных волокон и бентонита на триботехнические характеристики ПТФЭ // *Трение и износ*. 2020. Т. 41. № 6. С. 768-775.
- [15] David Rigby, Huai Sun B. E. Eichinger. Computer Simulations of Poly (ethylene oxide): Force Field, PVT Diagram and Cyclization Behaviour // *Polymer International*. 1997. V. 44. P. 311-330.
- [16] Huai Sun, Zhao Jin, Chunwei Yang, Reinier L. C. Akkermans, Struan H. Robertson, Neil A. Spenley, Simon Miller, Stephen M. Todd. COMPASSII: extended coverage for polymer and drug-like molecule databases // *Journal of Molecular Modeling*. 2016. V. 22. N. 2. P. 1-10.
- [17] Zhen Zuo, Yulin Yang, Xiaowen Qi , Wenwen Su , Xiangchao Yang. Analysis of the chemical composition of the PTFE transfer film produced by sliding against Q235 carbon steel // *Wear*. 2014. V. 320. P. 87–93.

Li Syanshun¹, E.B. Sedakova²

**APPLICATION OF MOLECULAR DYNAMIC MODELING
TO STUDY THE STRUCTURAL CHANGES DURING
ADHESIVE WEAR OF POLYTETRAFLUOROETHYLENE
AND ITS COMPOSITE**

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

² Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

In this work, the method of molecular dynamics modeling was used to study the features of wear during sliding friction of

polytetrafluoroethylene (PTFE) and a filled composite based on it F4K20, consisting of 80 vol.% PTFE + 20 vol.% foundry coke. To accomplish this task, a three-layer molecular model was built, in which the upper and lower layers consist of Fe atoms, and PTFE or F4K20 are used as the middle layer. The picture of the movement of molecules in PTFE and its composite during friction is investigated by modeling sliding friction due to the movement of extreme layers containing Fe in opposite directions. As a result, it was shown that the average change in the PTFE concentration near the interfaces between the layers is approximately 2.5 times higher than in the case of the middle layer made of F4K20. The molar mass of PTFE wear will equal the molar mass of F4K20 by approximately 30% higher after adhesive wear.

Key words: friction, wear, molecular dynamics modeling, shear motion, molecular concentration, molar mass of wear, adhesive wear.

REFERENCES

- [1] Sedakova E.B, Kozyrev Y.P. Wear mechanisms of polytetrafluoroethylene during friction against steels of various grades // Problems of mechanical engineering and machine reliability. 2016. N. 2. P. 80-84.
- [2] Bhargava S., Makowiec M. E., and Blanchet T. A. Wear Reduction Mechanisms within Highly Wear-Resistant Graphene and Other Carbon-Filled PTFE Nanocomposites // Wear. 2020. V. 444. 203163.
- [3] Liu H., Su X., Tao J., Fu R., You C., and Chen X. Effect of SiO₂ Nanoparticles Decorated SCF Mechanical and Tribological Properties of Cenosphere/SCF/PEEK Composites // Journal of Applied Polymer Science. 2019. 48749.
- [4] Vasilev A. P., Struchkova T. S., Nikiforov L. A., Okhlopkova A. A., Grakovich P. N., Shim E. L., and Cho J. H. Mechanical and Tribological Properties of Polytetrafluoroethylene Composites with Carbon Fiber and Layered Silicate Fillers // Molecules. 2019. V. 24, N. 2. P. 224.
- [5] Sleptsova S.A., Lazareva N.N., Fedoseeva V.I., Kapitonova Yu.V., Okhlopkova A.A. Influence of metal cations of mechanically activated bentonite on tribotechnical processes in PTFE // Friction and wear. 2018. V. 39. N. 6. P. 604-611.
- [6] Narayanasamy, P.; Balasundar, P.; Senthil, S.; Sanjay, M.R.; Siengchin, S.; Khan, A.; Asiri, A.M. Characterization of a novel natural cellulosic fiber from Calotropis gigantea fruit bunch for ecofriendly polymer composites // Int. J. Biol. Macromol. 2020. V. 150. P. 793–801.

- [7] K.Friedrich. Polymer composites for tribological applications // Advanced Industrial and Engineering Polymer Research. 2018. V. 1. Is. 1. P. 3-39.
- [8] Sedakova E.B, Kozyrev Y. P. Peculiarities of wear of polytetrafluoroethylene and industrial composite F4K20 during friction against carbon and alloy steels // Problems of mechanical engineering of machine reliability. 2018. N. 4. P. 73-80.
- [9] Luzhnov Yu.M. Alexandrov V.D. Basics of tribotechnic. Moscow: MADI, 2013. – 136 p.
- [10] Yumashev A., Mikhaylov A. Development of polymer film coatings with high adhesion to steel alloys and high wear resistance // Polymer Composites. 2020. V. 41. P. 2875–2880.
- [11] Myshkin N., Kovalev A. Adhesion and surface forces in polymer tribology—A review. Friction. 2018. V. 6. N. 2. P. 143–155.
- [12] Myshkin N. K., Petrokovets M. I., Kovalev A. V. Tribology of polymers: Adhesion, friction, wear, and mass-transfer // Tribology International. 2005. V. 38. N. 11–12. P. 910–921.
- [13] Awaja F, Gilbert M, Kelly G, Fox B, Pigram P J. Adhesion of polymers // Progress in Polymer Science. 2009. V. 34. N. 9. P. 948–968.
- [14] Okhlopkova A.A, Vasiliev A.P, Struchkova T.S, Alekseev A.G, Grakovich P.N. Influence of carbon fibers and bentonite on tribotechnical characteristics of PTFE // Friction and wear. 2020. V. 41. N. 6. P. 768-775.
- [15] David Rigby, Huai Sun B. E. Eichinger. Computer Simulations of Poly (ethylene oxide): Force Field, PVT Diagram and Cyclization Behaviour // Polymer International. 1997. V. 44. P. 311-330.
- [16] Huai Sun, Zhao Jin, Chunwei Yang, Reinier L. C. Akkermans, Struan H. Robertson, Neil A. Spenley, Simon Miller, Stephen M. Todd. COMPASSII: extended coverage for polymer and drug-like molecule databases // Journal of Molecular Modeling. 2016. V. 22. P. 1-10.
- [17] Zhen Zuo, Yulin Yang, Xiaowen Qi, Wenwen Su, Xiangchao Yang. Analysis of the chemical composition of the PTFE transfer film produced by sliding against Q235 carbon steel // Wear. 2014. V. 320. P. 87–93.

УДК 531.391

Б. Е. Мельников¹, М.Ю.Платовских², Н. В. Чернышева³, В. А. Суворов⁴

ВЛИЯНИЕ ДВУСВЯЗНОСТИ КОЛЕБАНИЙ НА ПОГЛОЩАЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ АМОРТИЗИРУЮЩИХ КРЕПЛЕНИЙ



¹Борис Евгеньевич Мельников,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (8)921-317-7311, E-mail: melnikovboris@mail.ru



²Платовских Михаил Юрьевич,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (8)981-953-8672, E-mail: mplat.63@gmail.com



³Чернышева Наталия Вячеславовна,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (8)981-771-3236, E-mail: chernat0000@mail.ru



⁴Суворов Владимир Александрович,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (8)911-253-3530, E-mail: suvorov1303@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы моделирования системы амортизирующего крепления с помощью системы с одной и двумя степенями свободы. Результаты показали, что введение в рассмотрение дополнительной степени свободы позволяет получить меньшие значения коэффициента динамичности.

Ключевые слова: собственные частоты колебаний, связанность колебаний, коэффициент динамичности.

Благодарность: Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ N19-08-01-01241.

Введение. Постановка задачи

В ряде случаев при расчете защитного эффекта (поглощающей

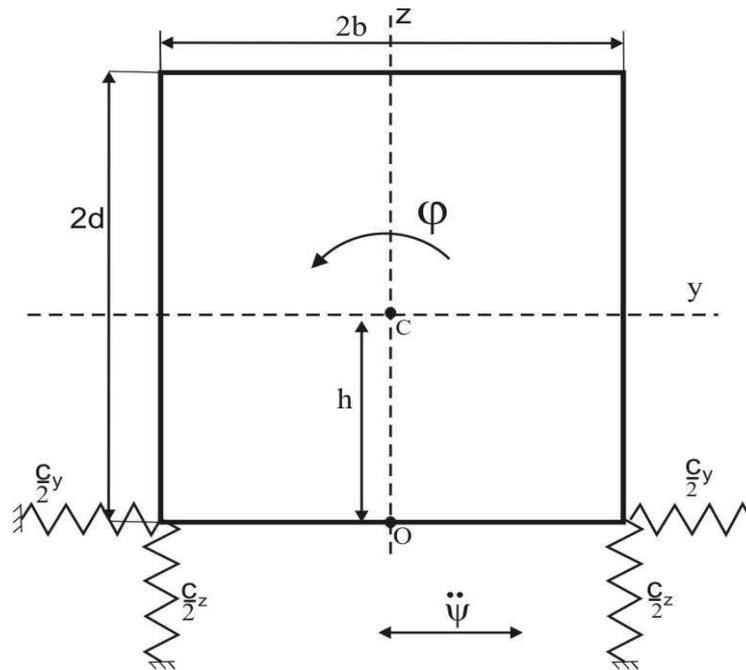


Рис. 1. Схема амортизирующего крепления

способности) амортизирующих креплений, расположенных по схеме рис. 1, связанностью колебаний пренебрегают и условно считают, что центр тяжести амортизируемого объекта совпадает с центром жесткости крепления (рис. 1, $h=0$). Такая замена существенно упрощает расчет, но одновременно вносит погрешность в конечные результаты. Величина погрешности расчета в результате пренебрежения многосвязностью колебаний, её зависимость от характеристик амортизирующего крепления может оказываться весьма существенной. Вопрос моделирования амортизирующего крепления в виде систем с несколькими степенями свободы представляет не только теоретический, но и весьма важный практический интерес. В большинстве случаев целым рядом ученых и инженеров ([1-6], Гусаров И.И., Гурецкий В.В.[11], Абрамович С.Ф.,

Крючков Ю.С.[12], [13-15]) рассматривалась модель амортизирующего крепления с одной степенью свободы, пассивная или активная.

Ниже приводятся исследования, которые позволяют в первом приближении ответить на поставленный вопрос.

Считаем амортизаторы линейными и податливыми только в осевом направлении. В случае совпадения центра масс (С) и центра жесткости(О), уравнения движения, например, по [7-9], примут вид системы несвязанных дифференциальных уравнений

$$M \ddot{y} + c_y y = c \psi, \quad J \ddot{\varphi} + c_z b^2 \varphi = 0, \quad (1)$$

где M - масса амортизируемого тела,

J – момент инерции тела относительно оси, проходящей через центр масс тела перпендикулярно плоскости рисунка,

ψ - перемещение основания, к которому крепится объект при его кинематическом возбуждении,

c_y, c_z - жесткости простых упругих элементов в направлении осей.

Геометрические размеры приведены на рис. 1. На рисунке точка С – центр масс твердого тела, О – центр жесткости.

Перемещение и ускорение центра масс вдоль оси y не зависят от угла поворота тела φ и такие колебания являются односвязными.

Уравнения движения во втором случае (когда поворотные колебания оказывают влияние на движение тела вдоль оси y) (рис.1), примут вид:

$$\begin{aligned} M \ddot{y} + c_y y - N_y \varphi &= c_y \psi, \\ I \ddot{\varphi} + c_{xx} \varphi - N_y y &= c_y \ell_1 \psi, \\ \frac{c_{xx} = c_y h^2 + c_z b^2,}{N_y = c_y b} \end{aligned} \quad (2)$$

Переменные оказываются связанными и такие колебания называются двусвязными. Нетрудно видеть, что уравнения движения при односвязных колебаний получаются из уравнений двусвязных при $h=0$.

Движение основания считается заданным (кинематическое возбуждение), т.е. перемещение или ускорение известно в виде одной волны синусоиды

$$\ddot{\psi} = \begin{cases} 0, & \text{при } t > \frac{2\pi}{\omega} \\ \ddot{\psi}_{\max} \sin \omega t, & \text{при } 0 < t < \frac{2\pi}{\omega} \end{cases} \quad (3)$$

Начальные условия везде принимаются нулевыми.
Зависимость собственных частот двусвязных колебаний от расстояния между центром масс тела и центром жесткости (h). Сначала отметим, что величины собственных частот при односвязных движениях, равны:

$$\lambda_y = \sqrt{\frac{c_y}{M}} - \text{частота колебаний вдоль оси } y,$$

$$\lambda_{\varphi 0} = \sqrt{\frac{c_z b^2}{J}} - \text{частота поворотных колебаний.}$$

Собственные частоты двусвязных колебаний определяются по формуле

$$\lambda_{2,1} = \frac{1}{2} \left(\frac{c_y}{M} + \frac{c_{xx}}{J} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_y}{M} + \frac{c_{xx}}{J} \right)^2 - \frac{c_y}{M} \frac{c_z b^2}{J}}.$$

Обозначим $\frac{c_{xx}}{J} = \lambda_{\varphi h}^2$. Тогда

$$\lambda_{2,1} = \frac{1}{2} (\lambda_y^2 + \lambda_{\varphi h}^2) \pm \sqrt{\frac{1}{4} (\lambda_y^2 + \lambda_{\varphi h}^2)^2 - \lambda_y^2 \lambda_{\varphi 0}^2}.$$

Отсюда следует

$$\lambda_1^2 \lambda_2^2 = \lambda_y^2 \lambda_{\varphi 0}^2,$$

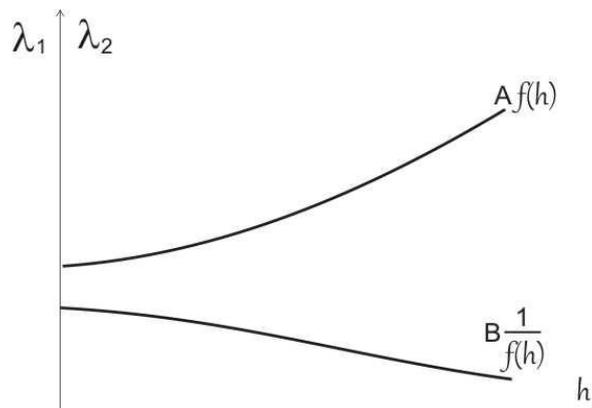


Рис. 2

Таким образом, оказывается, что произведение квадратов собственных частот не зависит от h . Следовательно, частоты можно представить в виде

$$\lambda_1 = A \cdot f(h),$$

$$\lambda_2 = B \cdot \frac{1}{f(h)},$$

где

$$\begin{cases} A = \lambda_y, \\ B = \lambda_{\varphi 0}, \end{cases} \text{ при } \lambda_y > \lambda_{\varphi 0},$$

$$\begin{cases} A = \lambda_{\varphi 0}, \\ B = \lambda_y, \end{cases} \text{ при } \lambda_y < \lambda_{\varphi 0}.$$

График изменения собственных частот двусвязных колебаний в зависимости от величины h приведен на рис. 2 .

Сравнительный анализ параметров колебаний при односвязных и двусвязных движениях амортизируемого тела. Решение системы (2) можно выполнить по методу главных координат [9-11] или методом приведения [12,13]. В данном случае, остановимся на ускорении

$$\ddot{y} = \ddot{\psi}_{\max} \frac{\lambda_y^2 - \lambda_2^2}{\lambda_1^2 - \lambda_2^2} \cdot \frac{\lambda_1^2}{\omega^2 - \lambda_1^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{\lambda_1} \sin \lambda_1 t \right) +$$

$$+ \ddot{\psi}_{\max} \frac{\lambda_1^2 - \lambda_y^2}{\lambda_1^2 - \lambda_2^2} \cdot \frac{\lambda_2^2}{\omega^2 - \lambda_2^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{\lambda_2} \sin \lambda_2 t \right), \quad (4)$$

при $0 < t < 2\pi/\omega$;

$$\ddot{y} = \ddot{\psi}_{\max} \frac{\lambda_y^2 - \lambda_1^2}{\lambda_1^2 - \lambda_2^2} \cdot \frac{\lambda_1 \omega}{\omega^2 - \lambda_1^2} \left(\sin \lambda_1 t - \sin \lambda_1 (t - 2\pi/\omega) \right) +$$

$$+ \ddot{\psi}_{\max} \frac{\lambda_1^2 - \lambda_y^2}{\lambda_1^2 - \lambda_2^2} \cdot \frac{\lambda_2 \omega}{\omega^2 - \lambda_2^2} \left(\sin \lambda_2 t - \sin \lambda_2 (t - 2\pi/\omega) \right), \quad (5)$$

при $t > 2\pi/\omega$.

Обозначим

$$\frac{\lambda_y^2 - \lambda_2^2}{\lambda_1^2 - \lambda_2^2} = \Delta_1, \quad \frac{\lambda_1^2 - \lambda_y^2}{\lambda_1^2 - \lambda_2^2} = \Delta_2,$$

$$\frac{\lambda_1^2}{\omega^2 - \lambda_1^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{\lambda_1} \sin \lambda_1 t \right) = k_{1\partial}^*, \quad 0 < t < 2\pi/\omega,$$

$$\frac{\lambda_2^2}{\omega^2 - \lambda_2^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{\lambda_2} \sin \lambda_2 t \right) = k_{2\partial}^*, \quad 0 < t < 2\pi/\omega,$$

$$\frac{\lambda_1 \omega}{\omega^2 - \lambda_1^2} \left(\sin \lambda_1 t - \sin \lambda_1 (t - 2\pi/\omega) \right) = k_{1\partial}^*, \quad t > 2\pi/\omega,$$

$$\frac{\lambda_2 \omega}{\omega^2 - \lambda_2^2} \left(\sin \lambda_2 t - \sin \lambda_2 (t - 2\pi/\omega) \right) = k_{2\partial}^* \quad t > 2\pi/\omega.$$

В этих обозначениях

$$\ddot{y} = (\Delta_1 k_{1\partial}^* + \Delta_2 k_{2\partial}^*) \ddot{\psi}_{\max}.$$

Отметим свойства коэффициентов:

1. $0 \leq \Delta_1 \leq 1, 0 \leq \Delta_2 \leq 1$;
2. $\Delta_1 + \Delta_2 = 1$;
3. Величины их зависят от частот $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_y, \lambda_{\varphi 0}, \lambda_{\varphi h}$. Проследим за их изменением. Ударные жесткости амортизаторов АКСС имеют следующие соотношения между жесткостями

$$0,4 c_y \leq c_z \leq 3,6 c_y.$$

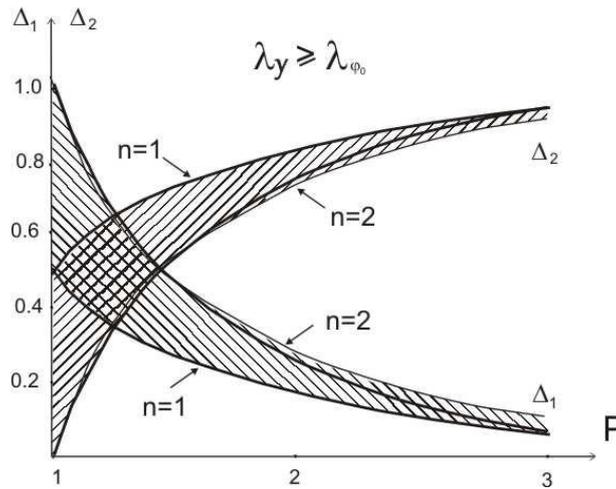


Рис. 3

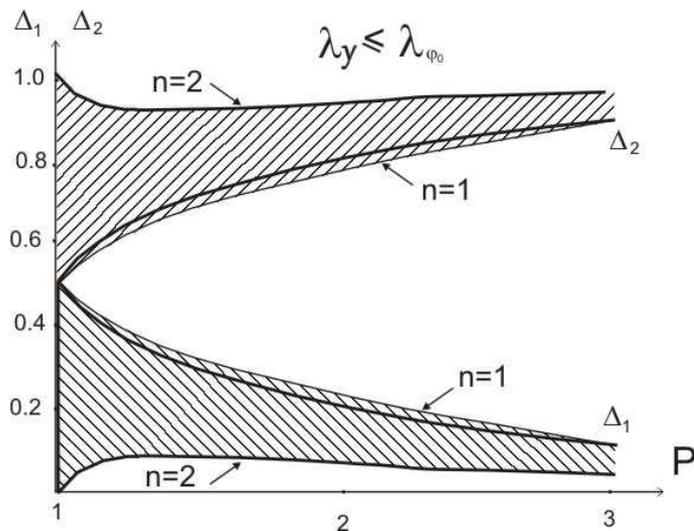


Рис. 4

Рассмотрим случай $\lambda_y > \lambda_{\varphi_0}$ и введем обозначения $\lambda_{\varphi_0} = \lambda_y \cdot \frac{1}{n}$, $\lambda_1 = \lambda_y \cdot p$.

При этом $\lambda_2 = \lambda_y \cdot \frac{1}{p \cdot n}$. В результате для коэффициентов Δ_1, Δ_2 будем иметь

$$\Delta_1 = \frac{p^2 \cdot n^2 - 1}{p^4 \cdot n^2 - 1}, \Delta_2 = \frac{p^2 \cdot n^2 (p^2 - 1)}{p^4 \cdot n^2 - 1}.$$

При $\lambda_y < \lambda_{\varphi 0}$, обозначив $\lambda_{\varphi 0} = \lambda_y \cdot n$, для собственных частот будем иметь

$$\lambda_1 = \lambda_y \cdot n \cdot p, \lambda_2 = \lambda_y \cdot \frac{1}{p}.$$

Для коэффициентов Δ_1, Δ_2 соответственно получим

$$\Delta_1 = \frac{p^2 - 1}{p^4 \cdot n^2 - 1}, \Delta_2 = \frac{p^2 (n^2 p^2 - 1)}{p^4 \cdot n^2 - 1}.$$

Для амортизаторов типа АКСС и значения $h_{\max} = 2d$, оказывается, что $n_{\max} \approx 2$, $p_{\max} \approx 3$ и таким образом, известна область, в которой следует рассматривать изменение коэффициентов. Величины эти получены для конкретных, часто встречающихся на практике случаев $d = 2b$ и $d = b$.

Графики изменения коэффициентов Δ_1, Δ_2 приведены на рис. 3 и рис. 4.

В случае односвязных колебаний выражение для \ddot{y} имеет вид

$$\ddot{y} = \ddot{\psi}_{\max} \frac{\lambda_1^2}{\omega^2 - \lambda_y^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{\lambda_y} \sin \lambda_y t \right) = \ddot{\psi}_{\max} \kappa_{\delta}^* \text{ при } 0 < t < 2\pi/\omega;$$

$$\ddot{y} = \ddot{\psi}_{\max} \frac{\lambda_y \omega}{\omega^2 - \lambda_y^2} \left(\sin \lambda_y t - \sin \lambda_y (t - 2\pi/\omega) \right) = \ddot{\psi}_{\max} \kappa_{\delta}^*, \text{ при } t > 2\pi/\omega.$$

Отношение $k_{\delta} = \frac{|\ddot{y}_{\max}|}{\ddot{\psi}_{\max}}$ называют коэффициентом динамичности. Его

изменение в зависимости от $\frac{\omega}{\lambda_y}$ для односвязных колебаний приведено в виде графика на рис. 5.

Покажем, что коэффициент динамичности при двусвязных колебаниях не превосходит своего значения при односвязных колебаниях. Иначе говоря,

$$\Delta_1 k_{1\delta}^* + \Delta_2 k_{2\delta}^* < k_{\delta \max}^*.$$

Наибольшее значение для $k_{1\delta}^*$ или $k_{2\delta}^*$ - это $k_{\delta \max}^*$. Примем $k_{1\delta}^* = k_{\delta \max}^*$.

Тогда $k_{2\delta}^* < k_{\delta \max}^*$ и соответственно $\Delta_2 k_{2\delta}^* < \Delta_2 k_{\delta \max}^*$.

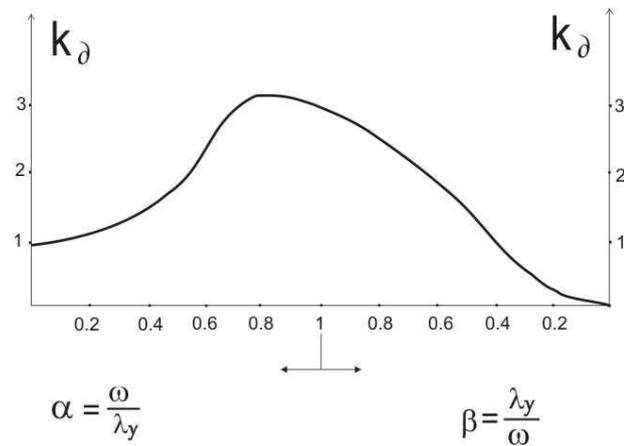


Рис. 5

Отсюда окончательно получаем

$$\Delta_1 k_{1\partial}^* + \Delta_2 k_{2\partial}^* < \Delta_1 k_{\partial \max} + \Delta_2 k_{\partial \max} = k_{\partial \max}.$$

Последнее неравенство и доказывает заявленное утверждение. Коэффициент динамичности при двусвязных колебаниях $\Delta_1 k_{1\partial}^* + \Delta_2 k_{2\partial}^*$ находится между $\Delta_1 |k_{1\partial}| - \Delta_2 |k_{2\partial}|$ и $\Delta_1 |k_{1\partial}| + \Delta_2 |k_{2\partial}|$, принимая то или иное значение в этой области в зависимости от соотношения собственных частот и частоты возмущения. Отношение коэффициента динамичности при двусвязных колебаниях к его значению при односвязных графически изображено на рис. 5

Выводы

1. Величина коэффициента динамичности в случае двусвязных колебаний не превосходит максимальное значение коэффициента динамичности для односвязных колебаний.
2. В большинстве случаев систем виброгашения следует учитывать двусвязность колебаний, поскольку ее влияние на коэффициент динамичности оказывается весьма значительным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Платовских М.Ю. Динамическая модель двухмассовой виброзащитной системы. Современное машиностроение: Наука и образование. 2013. С. 109-123.

- [2] Platovskikh, M.J. Dynamic model of the two-mass active vibroprotective system. 2015. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp.85-91
- [3] Platovskikh, M. J., Yungmeister, D.A., Chernysheva, N.V. Study of the effectiveness of the vibro-impact system "piston-striker-shank" in the construction of pneumatic and hydraulic hammers for the subway driving complexes. 2016. Procedia Engineering, 165, pp. 1254-1260
- [4] Atavin, I.V., Melnikov, B.E., Semenov, A.S., Chernysheva, N.V., Yakovleva, E.L. Influence of stiffness of node on stability and strength of thin-walled structure. 2018. Magazine of Civil Engineering, №4(80), pp.48-61
- [5] Ганеев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. М.: Наука. 1976.
- [6] Vetukov, M.M., Platovskikh, M. J., Chernysheva, N.V. Frictional self-oscillations of the one - two degree of freedom systems. 2019. Journal of Physics: Conference Series, 1236, p. 012064
- [7] Прокофьев К.А., Самсонов Ю.А., Чернов С.К. Вибрация двигателей судовых турбоагрегатов. Изд-во "Судостроение", 1966
- [8] Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В., Фридман Э.Л. Развитие методов виброгашения. Сб. "Методы виброизоляции машин и присоединенных конструкций". М.: Наука. 1975.
- [9] Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний- М.: Высш. школа, 1972. – 416 с.
- [10] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1980. 270 с.
- [11] Гурецкий В.В. Принципы виброизоляции.- Сб. Вибрации в технике. Т.6.-М., Машиностроение, 1981. – сс. 171-181
- [12] Абрамович С.Ф., Крючков Ю.С. Динамическая прочность судового оборудования .- Л., Изд. Судостроение, 1967
- [13] Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение. 1980.
- [14] Нгуен Ван Вьонг, Оценка частотного диапазона эффективности регулируемого виброгашения. Кибернетика, информационные системы и технологии. № 4, 2011. Национальный Иркутский исследовательский университет
- [15] Елисеев С., Засядко А. Виброзащита и виброизоляция как средство управления колебаниями объектов. Системный анализ. Моделирование. Иркутск, Изд-во ИРГУПС, № 1, 2004. с. 26-34.

EFFECT OF DOUBLE CONNECTIVITY OF OSCILLATIONS ON ABSORPTIVE CAPACITY OF AMORTIZING FASTENERS

^{1,3,4}Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;
² St. Petersburg Mining University, Russia

Abstract

The work considers modeling of the damping fastening system using a system with one and two degrees of freedom. The results showed that introducing an additional degree of freedom allows you to obtain smaller values of the dynamic coefficient.

Key words: oscillation eigenfrequencies, oscillation connectivity, dynamic coefficient

REFERENCES

- [1] Platovskikh, M.J. Dynamic model of double-mass vibration protection system. Modern mechanical engineering: Science and education. 2013. pp. 109-123. (rus.)
- [2] Platovskikh, M.J. Dynamic model of the two-mass active vibroprotective system. 2015. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp.85-91
- [3] Platovskikh, M. J., Yungmeister, D.A., Chernysheva, N.V. Study of the effectiveness of the vibro-impact system "piston-striker-shank" in the construction of pneumatic and hydraulic hammers for the subway driving complexes. 2016. Procedia Engineering, 165, pp. 1254-1260
- [4] Atavin, I.V., Melnikov, B.E., Semenov, A.S., Chernysheva, N.V., Yakovleva, E.L. Influence of stiffness of node on stability and strength of thin-walled structure. 2018. Magazine of Civil Engineering, №4(80), pp.48-61
- [5] Ganeev, R.F., Kononenko, V.O. Vibrations of solid bodies. M: Nauka, 1976. (rus.)
- [6] Vetukov, M.M., Platovskikh, M. J., Chernysheva, N.V. Frictional self-oscillations of the one - two degree of freedom systems. 2019. Journal of Physics: Conference Series, 1236, p. 012064
- [7] Prokof'ev, K.A., Samsonov, YU.A., Chernov, S.K. Vibration of engines of ship turbine units. Sudostroenie, 1976. (rus.)
- [8] Genkin, M.D., Elezov, V.G., Yablonskij, V.V., Fridman, E.L. Development of vibration suppression methods. Methods of vibration insulation of machines and connected structures. M.: Nauka. 1975

- [9] Biderman, V. Applied theory of mechanical oscillations. - M.: Vish. chkola, 1972. – 416 p. (rus.)
- [10] Panovko, Y. Introduction to the theory of mechanical oscillations. M.: Nauka, 1980. 270 p. (rus.)
- [11] Guretzky, V. Vibration insulation principles. Vibrations in machinery. V.6.-M., Mashinostroyeniye., 1981. – pp. 171-181. (rus.)
- [12] Abramovich, S.F., Kryuchkov, Yu.S. Dynamic strength of ship's equipment .- Shipbuilding, 1967. (rus.)
- [13] Frolov, K., Fuhrman, F. Applied theory of vibroprotective systems., M.: Mashinostroyeniye. 1980. (rus.)
- [14] Nguyen Van Vuong, Zasyadko, A. Estimation of frequency range of controlled vibrodamping efficiency. Cybernetics, information systems and technologies. № 4, 2011. National Research Irkutsk State Technical University (rus.)
- [15] Vibroprotection and vibration insulation as management of fluctuations of objects. S. Yelisseyev, A. Zasyadko. Modern technologies. System analysis. Modeling. Irkutsk: Publishing house of IRGUPS. № 1, 2004. p. 26-34.

УДК 621.01

А.Ю. Рябикин¹, Е.К.Иванов²

РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СЕРИЙНОЙ МАШИНЫ ТРЕНИЯ СМЦ-2



¹Алексей Юрьевич Рябикин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (952)358-6974, E-mail: ryabikin-98@mail.ru.



²Евгений Константинович Иванов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (952)233-7314, E-mail: eugenei1985@mail.ru.

Аннотация

Целью данной работы явилась модернизация конструкции серийной машины трения СМЦ-2 для расширения ее технологических возможностей, разработка оснастки для увеличения числа реализуемых схем испытаний. Производились разборка машины трения СМЦ-2, последующая зарисовка эскизов её деталей, компьютерное моделирование в программе КОМПАС-3D, а также создание 3D модели машины.

На основе модели были определены размеры револьверной головки и площадок под образцы. Также были выполнены расчёты крепёжных винтов на срез и силы осевого поджатия гайки с целью предупреждения проскальзывания револьверной головки во время испытаний на трение. В результате была смоделирована револьверная головка, позволившая увеличить до 7 число схем испытаний, с разработанной оснасткой, доступных для реализации.

Ключевые слова: Машина трения, Модернизация, Схема испытаний, Револьверная головка, Модель, Моделирование, Образцы

Введение

Для изучения существующих или при разработке новых смазочных материалов важную роль играют зарубежные или отечественные приборы и установки для проведения триботехнических испытаний. Они предъявляют специальные требования и рекомендации как к условиям будущей эксплуатации, так и к организациям-производителям данных материалов. В данный момент существует более 100 различных методик испытаний при разработке новых антифрикционных материалов, смазочных материалов и проверки узлов трения, описанных в (ГОСТ) и зарубежных стандартах. Условная классификация средств испытаний, принятая в трибологии, включает в себя три группы: первая — приборы для определения физико-механических свойств поверхностей контактирующих элементов пары трения (твердомеры, дефектоскопы и др.); вторая — лабораторные машины и установки для испытания материалов на трение и износ, третья — стенды для испытания узлов трения. При этом постоянно появляются новые методики и установки. Однако не менее важной задачей и возможностью является модернизация уже существующих конструкции, в частности отечественных серийных машин трения: СМЦ-2, УМТ-1, СМТ-1 и других.

Большая часть этих установок до сих пор справляется со своими функциями, несмотря на возросшие со временем стандарты и требования производства и науки, но все эти машины обладают обширным полем для последующего усовершенствования, что без сомнения приведёт к росту их функциональности и актуальности. Целью данного исследования является расширение технологических возможностей серийной машины трения СМЦ-2 путём увеличения количества реализуемых на ней схем испытаний с 3 до 7. Для этого предлагается использовать револьверную головку на основе тех, что используются в токарных станках с ЧПУ.

Машина трения СМЦ-2

Она является прототипом машины 2070 СМТ-1 и предназначена для исследования антифрикционных материалов при трении скольжения, качения и качения с проскальзыванием по трем кинематическим схемам (рисунок 1).

Вращение на бабку 4 и вал 5 нижнего образца передается от электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2 и контрпривод 3. Верхний образец размещается на валу 6 в бабке 7. Нагрузка задается устройством 8, содержащим градуированную пружину и серьгу. Момент трения регистрируется индуктивным датчиком по скручиванию торсионного валика. Основные величины, характеризующие процесс, записываются синхронно на ленте электронного потенциометра [2].

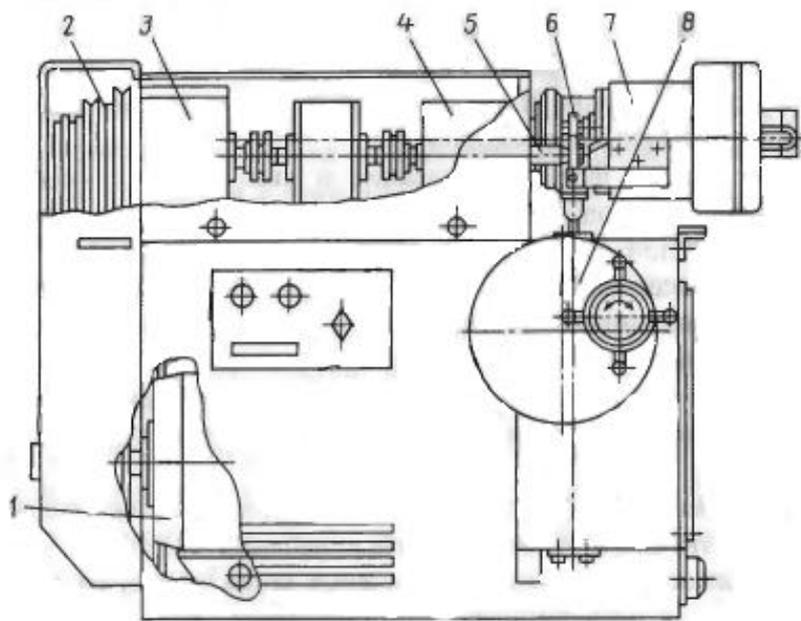


Рис. 1. Кинематическая схема Машины трения СМЦ-2

В процессе проектирования револьверной головки и оснастки, упор необходимо было сделать на размеры СМЦ-2 и её составных частей, с этой целью в программе КОМПАС-3D была создана модель машины в масштабе 1 к 1 (рисунок 2).

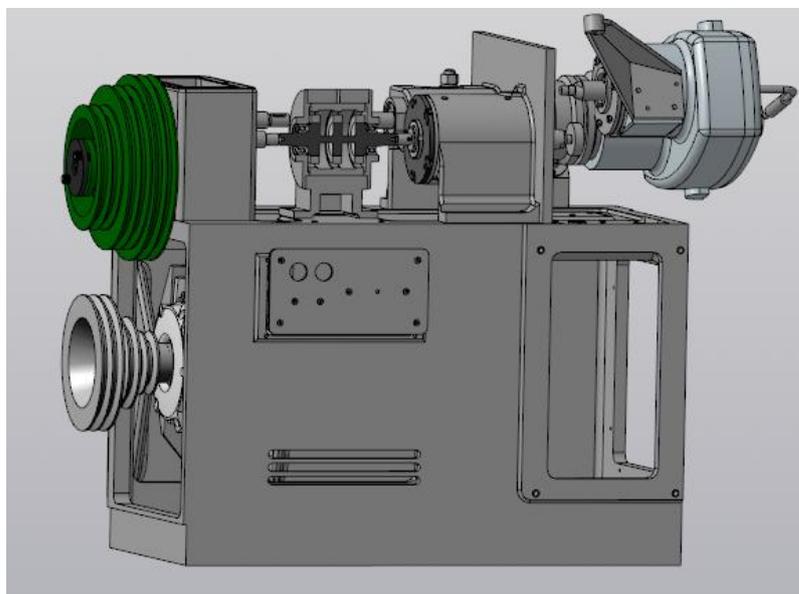


Рис. 2. Модель серийной Машины трения СМЦ-2

Схемы испытаний для СМЦ-2

Первоначальное назначение машины трения СМЦ-2, установленное заводом-изготовителем, заключалось в проведении испытаний материалов

на трение и износ и определении при нормальной температуре их антифрикционных свойств при трении скольжения и качения с фрикционными парами образцов диск–диск, диск–колодка, вал–втулка (рисунок 3) [1].

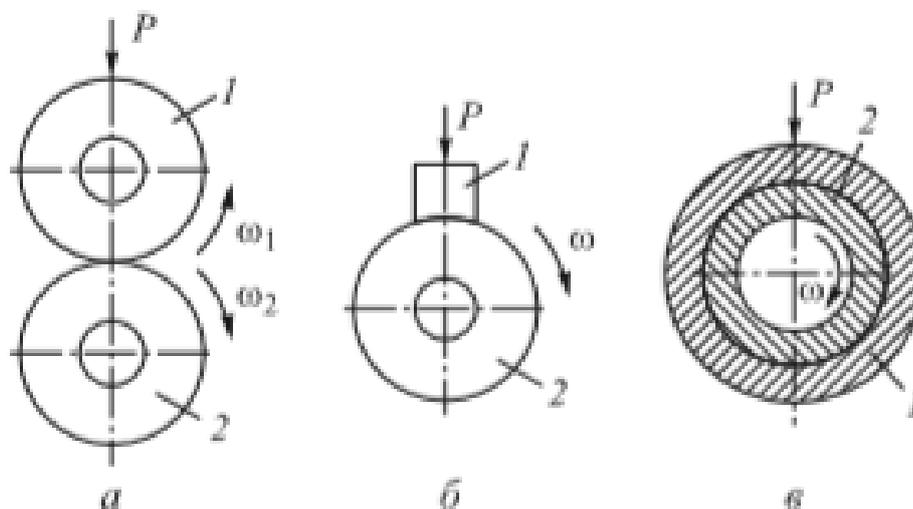


Рис. 3. Схема моделей взаимодействия фрикционных пар, реализуемых на машине трения СМЦ-2: а — ролик – ролик; б — колодка- ролик; в — вал–втулка

Выбор возможных схем испытаний для реализации с помощью револьверной головки

В данной работе для конструирования была выбрана головка с 6 схемами. Для начала необходимо выбрать 6 схем испытаний, в которых контртелом для образцов, расположенных на револьверной головке будет ролик. Выбранные по итогу схемы представлены на рисунках 4-8.

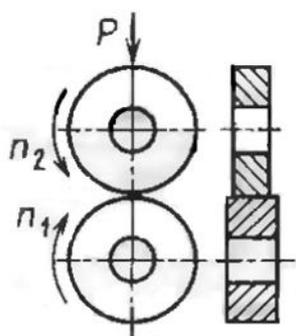


Рис. 4. Схема трения: ролик-ролик

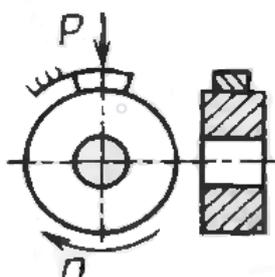


Рис. 5. Схема трения: колодка-ролик

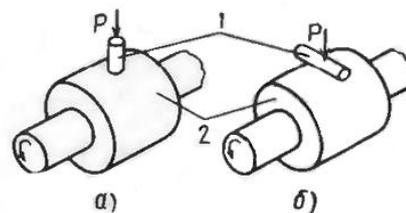


Рис. 6. а) схема цилиндр-пальчиковый образец; б) схема цилиндр-ролик подшипника. 1-пальчиковый образец, 2-образующая цилиндра

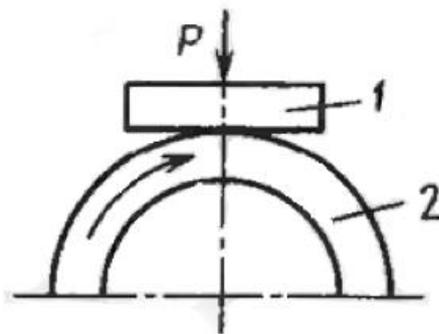


Рис. 7. Схема трения: призма образующая цилиндра

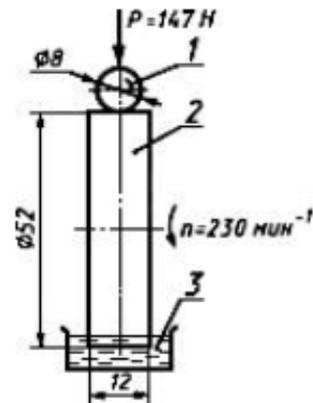


Рис. 8. Схема трения: шарцилиндр

С целью универсализации проектируемой оснастки, было принято решение использовать отдельные площадки с пазами под образцы, которые будут крепиться к револьверной головке с помощью винтов.

Расчёт винтов на срез и определение силы осевого поджатия гайки

Максимальный момент трения, создаваемый нижним валом машины трения СМЦ-2 и, как следствие, нижним роликом $T_{тр} = 14,7$ Нм. При большем моменте трения происходит разрушение штифтов, стопорящий валы от вращения и не осуществляется тарировка.

Сила трения на образцах-роликах определяется по формуле:

$$F_{тр} = \frac{T_{тр}}{r_2}; \quad (1)$$

где $T_{тр}$ - максимальный момент трения при контакте, r_2 - радиус нижнего колеса.

Для ролика диаметром 50 мм:

$$F_{тр} = \frac{14,7}{0,025} = 588 \text{ Н};$$

Для ролика диаметром 30 мм:

$$F_{тр} = \frac{14,7}{0,015} = 980 \text{ Н};$$

Таким образом были определены силы трения, создаваемые 2 видами роликов, используемых во всех 6 схемах.

Для рассматриваемого случая примем $F_{тр} = F_t$, при большей окружной силе происходит высокое проскальзывание нижнего ролика и интенсивное изнашивание верхнего образца, что отличается от реальных

условий эксплуатации и делает результаты исследований на трение и износ недействительными.

В случае проектируемой оснастки смятие винта невозможно, как и срез его резьбы, но его срез по-прежнему остаётся вероятной аварийной ситуацией. Соответственно, необходимо определить минимальный допустимый диаметр винтов, при которых не происходит их срез. Минимальный диаметр болтов (винтов) определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi \cdot i \cdot z \cdot \tau_{\text{ср}}}}; \quad (2)$$

$$\tau_{\text{ср}} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_{\text{T}}; \quad (3)$$

где S - нагрузка на срез в МПа, i - число плоскостей среза, z - число болтов (винтов), $\tau_{\text{ср}}$ - допустимое напряжение на срез в МПа.

Для проектируемой оснастки было решено крепить площадки под образцы: ролик, колодку, пластину одним винтом по причине отсутствия места под 2 симметрично расположенных винта, а под ролик подшипника, шар и палец 2 винтами соответственно. С целью обеспечения взаимозаменяемости площадок на поверхностях револьверной головки будут просверлены отверстия под оба типа крепежа.

Для начала произведём расчёт с 1 винтом для максимальной нагрузки, создаваемой роликом:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 980}{\pi \cdot 1 \cdot 1 \cdot 108}} = 3,4 \text{ мм};$$

В качестве крепёжного винта в данном случае выберем винт с диаметром резьбы М5 класса прочности 5,8.

Выполним расчёт с 2 винтами для той же нагрузки:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 980}{\pi \cdot 1 \cdot 2 \cdot 108}} = 2,4 \text{ мм};$$

Для крепления площадки под образцы выбираем 2 винта с диаметром резьбы М4 класса прочности 5,8.

В качестве механизма фиксации револьверной головки выступает гайка, которая, поджимая револьверную головку к торцу вала в осевом направлении, не позволяет ей вращаться. Необходимо рассчитать способность гайки выдержать моменты, стремящиеся повернуть револьверную головку вокруг оси вала. Эти моменты - момент трения $T_{\text{тр}} = 14,7$ Нм и момент, создаваемый силой давления на образцы в осевом

направлении. Максимальная сила нагружения образцов равняется 250 кгс или 2452 Н. Для начала определяется момент, создаваемый осевой силой.

$$T = F \cdot l = 2452 \cdot 0,01627 = 39,9 \text{ Нм}; \quad (4)$$

Далее определяется максимальное усилие поджатие гайки по формуле:

$$F_{\Gamma} = \frac{\sigma_{\Gamma}}{2} S; \quad (5)$$

где σ_{Γ} – предел текучести гайки, МПа, для класса прочности 6 $\sigma_{\Gamma} = 360$ МПа, S – площадь поперечного сечения вала под гайку, мм², вычисляемая по формуле:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad (6)$$

где d – диаметр вала под гайку, мм.

Исходя из конструкции СМЦ-2, выполняется расчёт гайки с резьбой М14:

$$F_{\Gamma} = \frac{360}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 14^2}{4} = 27694,8 \text{ Н};$$

Сила трения между гайкой и револьверной головкой вычисляется по формуле:

$$F_{\text{тр}} = F_{\Gamma} \cdot \mu; \quad (7)$$

где μ – коэффициент трения скольжения между гайкой и головкой.

В качестве материала для револьверной головки была выбрана Сталь 45. Коэффициент трения пары сталь-сталь $\mu = 0,13$.

Сила трения равняется согласно формуле 7:

$$F_{\text{тр}} = 27694,8 \cdot 0,13 = 3600 \text{ Н};$$

Далее определяется момент трения по формуле:

$$T_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{S^3 - d_{\text{отв}}^3}{S^2 - d_{\text{отв}}^2}; \quad (8)$$

$$T_{\text{тр}} = \frac{3600 \cdot 8,04}{1000} = 28,9 \text{ Нм};$$

$28,9 < 14,7 + 39,9 = 54,6$, соответственно проскальзывание между затянутой гайкой и револьверной головкой присутствует.

Для устранения этой проблемы необходимо повысить класс прочности гайки. Для гайки класса прочности 10 $\sigma_{\Gamma} = 900$ МПа, тогда:

$$F_{\Gamma} = \frac{900}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 14^2}{4} = 69237 \text{ Н};$$

$$F_{\text{тр}} = 69237 \cdot 0,13 = 9000,8 \text{ Н};$$

$$T_{\text{тр}} = \frac{9000,8 \cdot 8,04}{1000} = 72,4 \text{ Нм};$$

72,4 > 14,7 + 39,9 = 54,6, соответственно проскальзывание между затянутой гайкой и револьверной головкой отсутствует. Выбирается гайка класса прочности 10.

Результаты

На основе выполненных расчётов и размеров СМЦ-2 были спроектированы модели револьверной головки, площадок под образцы и образцов в программе Компас-3D. Сборка и её установка на СМЦ-2 представлены на рисунках 9, 10.

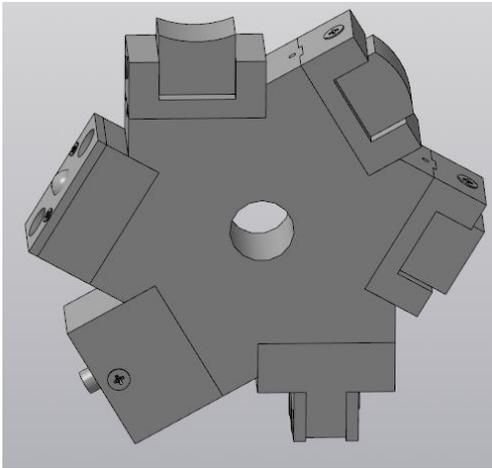


Рис. 9. Сборка револьверной оснастки

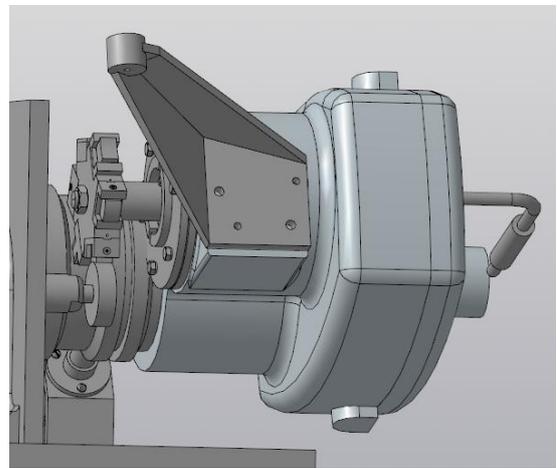


Рис. 10. Револьверная оснастка вид на блоке испытаний

Заключение

Таким образом, в результате проделанной работы была разработана револьверная головка и площадки под образцы. Эта оснастка значительно расширяет технологические возможности серийной машины трения СМЦ-2, а именно увеличивает количество реализуемых на ней схем испытаний на трение и износ с 3 до 7.

Допускается дальнейшее развитие данной разработки, а именно автоматизация вращения револьверной головки путём добавления привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] М.В. Харченко, Р.Р. Дема, С.П. Нефедьев, О.А. Осипова. Универсальный испытательный комплекс по определению триботехнических характеристик смазочных материалов на базе серийной машины трения СМЦ-2. Технология и технологические машины, 2017. с. 60-62.
- [2] В.С. Комбалов. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов - Под редакцией академика РАН К. В. Фролова, канд. техн. наук Е. А. Марченко-Москва: «Машиностроение», 2008. 370 с.
- [3] И.Ю. Цуканов. Технологическое обеспечение и повышение износостойкости винтовых поверхностей ходовых гаек трения скольжения, 2013. 20 с.
- [4] Ларионов С.А., Цепаев Д.К., Земченков А.П., Байкара Т.Н. Машина трения для испытания фрикционных материалов. В сборнике: Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы, перспективы, инновации. Сборник материалов V Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию ФГБОУ ВО «СибАДИ». Омск, 2021. с. 171-174.
- [5] Стрельникова С.С. Тенденции развития методов трибологических исследований. В сборнике: Трибология - машиностроению. Труды XIII Международной научно-технической конференции, 2020. с. 281-286.
- [6] Леванов И.Г., Задорожная Е.А., Никитин Д.Н. Модернизация машины трения ИИ5018 для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения. Материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.–СПб.:ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. с. 207-223.
- [7] Паутова Т.А., Соловьев А.А., Чулкин С.Г., Стукач А.В. Стенд для изучения процессов трения. В книге: Актуальные проблемы морской энергетики. Материалы девятой Международной научно-технической конференции, 2020. с. 553-556.
- [8] IOP conference series: materials science and engineering Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations, 2020. Том 862.
- [9] Amirat M., Beloufa A., Zaïdi H. Friction in vacuum and under different gaseous environment of magnetized sliding ferromagnetic contact. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021. Т. 235. № 1. с. 18-32.

- [10] Löwer J., Unrau H.-J., Gauterin F., Wagner P., Bederna C. Physycal model of tire-road contact under wet conditions. Tribology Letters, 2020. T. 68. № 1. c. 25.
- [11] Ranjan P., Hiremath S.S. Role of textured tool in improving machining performance: a review. Journal of Manufacturing Processes, 2019. T. 43. c. 47-73.
- [12] Meng Y., Xu J., Prakash B., Hu Y., Jin Z. A review of recent advantages in tribology. Friction, 2020. T. 8. № 2. c. 221-300.
- [13] Gerlici J., Lack T., Gorbunov M., Domin R., Kovtanets M., Kravchenko K. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts. Manufacturing Technology, 2017. T. 17. № 2. c. 179-186.
- [14] Zhang X., Shen H., Wang Q.J., Wang Z. An efficient model for the frictional contact between two multiferroic bodies. International Journal of Solids and Structures, 2018. T. 130-131. c. 133-152.

A.Y.Ryabikin, E.K.Ivanov

EXPANSION OF TECHNOLOGICAL POSSIBILITIES OF THE SERIAL FRICTION MACHINE SMTs-2

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The aim of this work was to modernize the design of the serial friction machine SMTs-2 to expand its technological capabilities, develop tooling to increase the number of implemented test schemes. The SMTs-2 friction machine was disassembled, followed by sketching of its parts, computer modeling in the KOMPAS-3D program and the creating of a 3D model of the machine.

Based on the model, the dimensions of the turret and sample pads were determined. We also performed calculations of the fastening screws for shear and axial tightening forces of the nut in order to prevent slippage of the turret during friction tests. As a result, a turret was modeled, which made it possible to increase the number of additional test schemes to 7, with developed tool available for implementation.

Keywords: friction machine, test sheme, tooling, turret, model, simulation, samples

REFERENCES

- [1] M.V. Kharchenko, R.R. Dema, S.P. Nefediev, O.A. Osipova. A universal testing complex for determining the tribotechnical characteristics of lubricants based on a serial friction machine SMTs-2. *Technology and technological machines*, 2017. pp. 60-62.
- [2] V.S. Kombalov. *Methods and means of testing for friction and wear of structural and lubricating materials* - Edited by Academician of the Russian Academy of Sciences K. V. Frolov, Cand. tech. Sciences E. A. Marchenko-Moscow: "Mechanical Engineering", 2008. 370 p.
- [3] I.Y. Tsukanov. Technological support and increase in wear resistance of screw surfaces of sliding friction nuts, 2013. 20 p.
- [4] Larionov S.A., Tsepaev D.K., Zemchenkov A.P., Baykara T.N. Friction machine for testing friction materials. In the collection: *Architectural and construction and road transport complexes: problems, prospects, innovations. Collection of materials of the V International scientific-practical conference dedicated to the 90th anniversary of the ФГБОУ ВО «СибАДИ»*. Omsk, 2021. pp. 171-174.
- [5] Strelnikova S.S. Trends in the development of tribological research methods. In the collection: *Tribology - mechanical engineering. Proceedings of the XIII International Scientific and Technical Conference*, 2020. pp. 281-286.
- [6] Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Nikitin D.N. Modernization of the ИИ5018 friction machine for researching hydrodynamic sliding bearings. *Materials of the 9th International Scientific and Practical Conference / Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich.-SPb.: POLYTECH-PRESS, 2020. pp. 207-223.*
- [7] Pautova T.A., Soloviev A.A., Chulkin S.G., Stukach A.V. Stand for studying friction processes. In the book: *Actual problems of marine energy. Materials of the Ninth International Scientific and Technical Conference*, 2020. pp. 553-556.
- [8] IOP conference series: materials science and engineering Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations, 2020. Tom 862.
- [9] Amirat M., Beloufa A., Zaïdi H. Friction in vacuum and under different gaseous environment of magnetized sliding ferromagnetic contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021. T. 235. № 1. pp. 18-32.
- [10] Löwer J., Unrau H.-J., Gauterin F., Wagner P., Bederna C. Physical model of tire-road contact under wet conditions. *Tribology Letters*, 2020. T. 68. № 1. pp. 25.

- [11] Ranjan P., Hiremath S.S. Role of textured tool in improving machining performance: a review. *Journal of Manufacturing Processes*, 2019. T. 43. pp. 47-73.
- [12] Meng Y., Xu J., Prakash B., Hu Y., Jin Z. A review of recent advantages in tribology. *Friction*, 2020. T. 8. № 2. pp. 221-300.
- [13] Gerlici J., Lack T., Gorbunov M., Domin R., Kovtanets M., Kravchenko K. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts. *Manufacturing Technology*, 2017. T. 17. № 2. pp. 179-186.
- [14] Zhang X., Shen H., Wang Q.J., Wang Z. An efficient model for the frictional contact between two multiferroic bodies. *International Journal of Solids and Structures*, 2018. T. 130-131. pp. 133-152.

УДК 621.01

Е.Б. Седакова¹, Ю.П. Козырев², Т.В. Шубина³, В.Е. Жаров⁴, А.А. Смирнов⁵

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ИЗНАШИВАНИЯ УГЛЕРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

¹Елена Борисовна Седакова, д.т.н., руководитель лаборатории
трения и износа



Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем машиноведения Российской Академии
наук. Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: elenasedakova2006@yandex.ru.

²Юрий Петрович Козырев, к.т.н., старший научный
сотрудник



Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт проблем машиноведения Российской Академии
наук. Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4774, E-mail: ykoz2006@yandex.ru

³Татьяна Валерьевна Шубина, студентка магистратуры, ВШ
Машиностроения



Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого, Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (923)432-9003, E-mail: shubinatv88@yandex.ru

⁴Виталий Евгеньевич Жаров, аспирант, ВШ Машиностроения
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)650-9048, E-mail: vitala9572@gmail.com



⁵Алексей Александрович Смирнов, студент магистратуры,
ВШ Машиностроения



Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (963)3278347 E-mail: lexa494.8@gmail.com

Аннотация

Проведены экспериментальные исследования износостойкости ряда углеродных материалов с последующей аппроксимацией полученных значений интенсивности линейного изнашивания. Рассчитанные коэффициенты корреляции между экспериментальными значениями интенсивности линейного изнашивания и результатами аппроксимации показали преимущество применения эмпирического закона изнашивания, учитывающего немонотонность изменения интенсивности линейного изнашивания в широком диапазоне нагрузок, перед степенным уравнением износа, которое имеет монотонный характер. С позиций неравновесной термодинамики предложено объяснение наличия диапазонов контактных давлений, в которых наблюдается стабилизация износостойкости.

Ключевые слова: трение, износ, углеродный материал, композит, интенсивность линейного изнашивания, вторичные структуры

Введение

Анализ результатов экспериментальных исследований изнашивания полимерных композитов показывает, что характер изменения регистрируемых параметров износостойкости в широком диапазоне нагрузок не является монотонным [1-6]. В работе [7] с позиций неравновесной термодинамики были исследованы возможные причины наличия областей обратной зависимости параметров износостойкости композитов при увеличении нагрузки. Подобный характер распределения экспериментальных данных был отмечен и для углеродных графитированных материалов, пропитанных антифрикционными металлами. С целью оценки немонотонности зависимостей интенсивности линейного изнашивания от внешней нагрузки и правомерности аппроксимации полученного поля экспериментальных точек уравнением эмпирического закона изнашивания (ЭЗИ) исследовалась износостойкость ряда углеродных материалов. Аппроксимация экспериментальных данных проводилась двумя разными уравнениями. Во-первых, использовалось широко известное степенное уравнение, вида

$$I_h = xp^{b_c}v^g, \quad (1)$$

где I_h – интенсивность линейного изнашивания, p – контактное давление; v – скорость скольжения; x , b_c , g – коэффициенты.

Вторым уравнением, применяемым для аппроксимации, было уравнение ЭЗИ [7, 8]

$$I_h = ap^2ve^{-bpv} + cp(e^{dpv} - 1), \quad (2)$$

где a , b , c и d – размерные коэффициенты.

Условия проведения экспериментальных исследований

При экспериментальных исследованиях износостойкости материалов реализовывалась схема трения кольцо – плоскость при скорости скольжения $v = 0, 25$ м/с и при варьировании величин контактных давлений p [8]. Испытывались пары трения, где в качестве исследуемых были приняты углеродные материалы, характеристики которых приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики исследуемых материалов

Марка углеродного материала	Характеристика материала	Плотность, г/см ³
АГ-600 СО5	Углеродный графитированный материал, пропитанный сплавом на основе свинца	2,4
ЭГО Б83	Углеродный обожженный материал, пропитанный баббитом марки Б-83	2,3
ППГ Б83	Углеродный графитированный материал, пропитанный баббитом Б-83	2,3
АГ-1500 СО5	Углеродный графитированный материал, пропитанный сплавом на основе свинца	2,3

Контртело из стали 45 ГОСТ 1050-2013 было изготовлено в виде кольца с наружным диаметром 6 мм и внутренним диаметром 4 мм. После проведения испытаний измерялся массовый износ углеродных образцов Δm . Далее, рассчитывалась интенсивность линейного изнашивания I_h по известному соотношению

$$I_h = \frac{\Delta m}{\rho AL}, \quad (3)$$

где ρ – плотность материала; L – путь трения; A – номинальная площадь контакта.

Значение коэффициента корреляции r между экспериментальными данными и результатом аппроксимации по ЭЗИ (2), а также между

экспериментальными данными и зависимостью, построенной по степенному закону (1), рассчитывалось по формуле [9]

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \sum_{j=1}^n (Y_j - \bar{Y})^2}}, \quad (4)$$

где X_i, Y_i – выборки из двух переменных величин; \bar{X}, \bar{Y} – средние значения выборки.

Обсуждение результатов

Результаты экспериментальных исследований износостойкости углеродных материалов и их аппроксимация уравнениями (1) и (2) представлены на рис. Из данных рис. следует, что полученные поля экспериментальных точек показывают немонотонность изменения параметров износостойкости исследованных углеродных пропитанных материалов при увеличении нагрузки. Необходимо отметить, что в отличие от степенного уравнения (1) зависимости, построенные по ЭЗИ, имеют точки перегиба, свидетельствующие о смене механизмов изнашивания.

Для анализа возможных причин немонотонности I_h при увеличении контактного давления для каждого материала на рис. приведены зависимости, построенные отдельно по первому (кривая 3) и по второму слагаемому (2) (кривая 4). Как отмечалось в [8], оба слагаемых (2) отражают процессы изнашивания, имеющие существенное различие. Первое слагаемое ЭЗИ описывает механохимические процессы, вызывающие образование и самоорганизацию вторичных структур, осуществляющих защитные функции и препятствующих непосредственному взаимодействию трущихся тел. Таким образом, первое слагаемое описывает, в том числе, адгезионные процессы в зоне контакта [10-15].

Зависимость, построенная по второму слагаемому (2), отражает монотонный рост I_h с увеличением аргумента. К группе процессов, описываемых вторым слагаемым (2), можно отнести механические процессы, например, пропахивание микронеровностями, усталостное разрушение. На эти процессы оказывает влияние снижение твердости материала, увеличение фактической площади контакта и снижение прочностных свойств. Из кривых 1, 3 и 4 рис. следует, что во всем диапазоне изменения аргумента в величину износа материала вносят

одновременно вклад, как механические, так и механохимические процессы, но в различном соотношении.

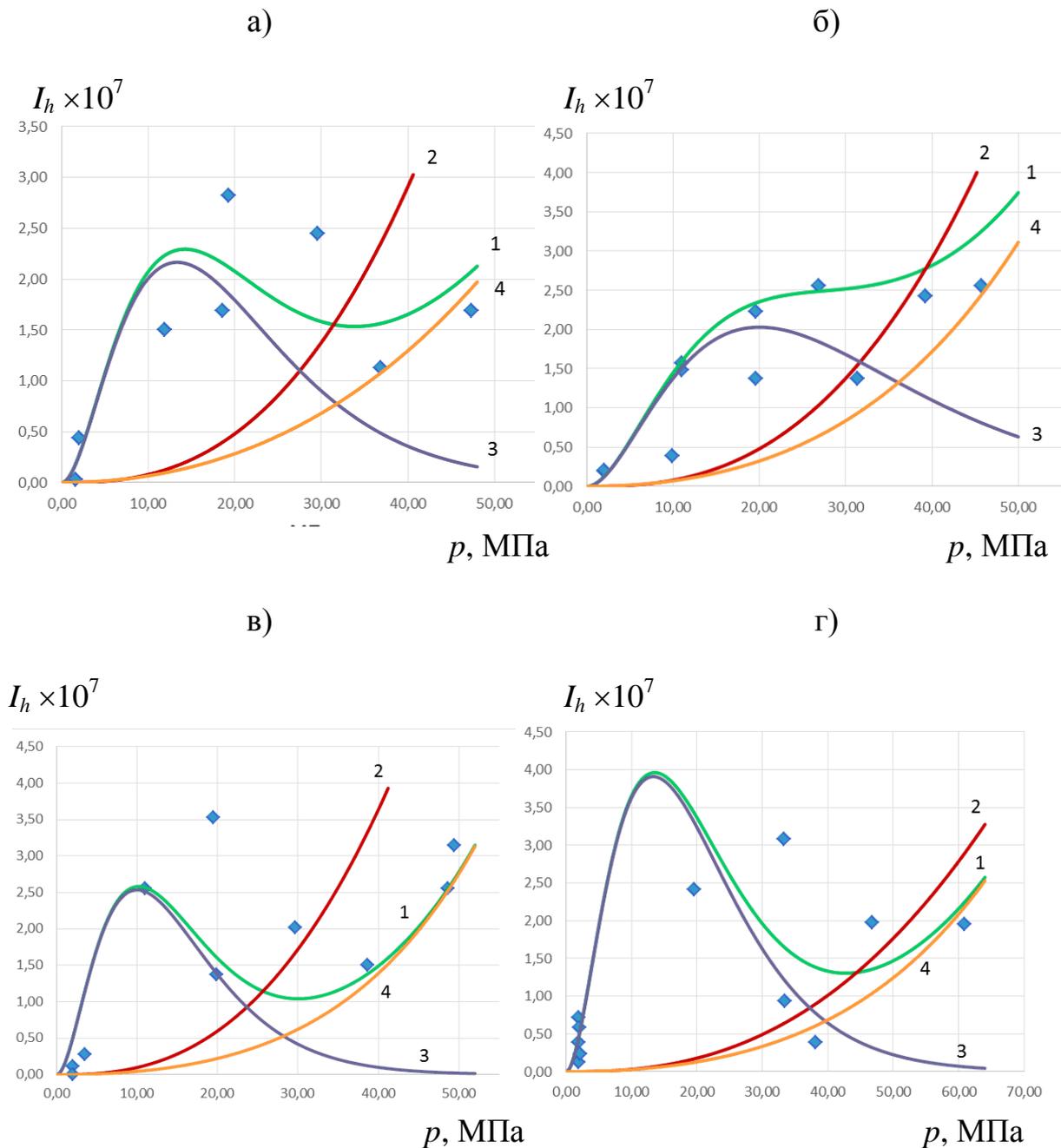


Рис. Результаты аппроксимации экспериментальных значений интенсивности линейного изнашивания I_h от p при $v=0,25$ м/с (♦) исследуемых материалов: а) АГ-600 СО5; б) ЭГО Б83; в) ППГ Б83; г) АГ-1500 СО5. Обозначения кривых: 1 - по ЭЗИ; 2 - по степенному закону; 3 - по первому слагаемому ЭЗИ; 4 - по второму слагаемому ЭЗИ.

В табл. 2 приведены значения размерных коэффициентов, полученных при построении аппроксимационных зависимостей по (1) и по (2), а также значения коэффициентов корреляции, между экспериментальными значениями I_h четырех испытанных материалов и аппроксимационными

зависимостями. Рассчитанные значения коэффициентов корреляции для всех исследованных материалов показывают существенно лучшее совпадение с экспериментальными данными зависимостей, построенных на основе ЭЗИ по сравнению с зависимостями по степенному закону.

Таблица 2. Значения эмпирических коэффициентов уравнений, используемых для аппроксимации экспериментальных данных и расчетные значения коэффициентов корреляции

Марка углеродного материала	Уравнение	Численные значения эмпирических коэффициентов		Коэффициент корреляции, r
АГ-600 CO5	ЭЗИ	a	3,6E-	0,79
		b	0,6	
		c	5E-15	
		d	0,05	
	Степенное	x	2E-26	0,21
		b _c	2,6	
g		1		
ЭГО Б83	ЭЗИ	a	1,5E-	0,88
		b	0,4	
		c	2,5E-	
		d	0,1	
	Степенное	x	2E-26	0,66
		b _c	2,6	
g		1		
ППГ Б83	ЭЗИ	a	7,5E-	0,79
		b	0,8	
		c	1E-15	
		d	0,15	
	Степенное	x	2,5E-	0,52
		b _c	2,6	
g		1		
АГ 1500 CO5	ЭЗИ	a	3,5E-	0,73
		b	0,6	
		c	1E-15	
		d	0,1	
	Степенное	x	2,5E-	0,45
		b _c	2,5	
g		1		

Дополнительно рассчитанные коэффициенты корреляции между экспериментальными величинами I_h исследованных материалов и кривой 4 рис., построенной по (1) в области малых и средних нагрузок не

превышают 0,15. Величина коэффициента корреляции между этими же экспериментальными величинами I_h и зависимостью, построенной по первому слагаемому (2) находится в пределах $0,9 \div 0,92$. Таким образом, кривая 4 показывает значения I_h существенно заниженные по сравнению с экспериментальными данными. Можно заключить, что имеющиеся участки стабилизации I_h от p на зависимостях, построенных по (2), свидетельствуют о наличии адгезионного механизма изнашивания [10, 11]. Дополнительно по этим зависимостям можно определить диапазон нагрузок, в которых возможно образование слоев переноса полимера на контртеле. В [7] было показано, что возможность образования таких вторичных структур и их возобновления при периодическом срабатывании связана с термодинамическими процессами, протекающими в зоне фрикционного контакта, то есть связана со способностью неравновесной термодинамической системы при достижении определенных температур переходить в равновесное состояние [16, 17].

Заключение

На основании сравнительного анализа возможности применения двух уравнений износа с целью описания износостойкости углеродных графитированных материалов, пропитанных антифрикционными сплавами, показано преимущество использования уравнения ЭЗИ.

Приведены доказательства способности углеродных пропитанных материалов образовывать слои переноса на контртеле, разделяющие контактирующие поверхности.

Применение степенного уравнения для аппроксимации экспериментальных данных показывает более низкие значения I_h , что может привести к завышенным значениям ресурса узлов трения с углеродными пропитанными материалами, особенно в области малых и средних нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Белый В.А., Свириденко А.И., Петроковец М.И., Савкин В.Г. Трение и износ материалов на основе полимеров. – Минск: Наука и Техника. 1976. –421 с.
- [2] Гинзбург Б.М., Ляшков А.И., Савицкий А.В., Соболев Н.З., Точильников Д.Г. Сравнение трибологических свойств различных углепластиков при трении скольжения и смазывании водой// Трение и износ. 2009. Т.30. №1. С. 72-77.

- [3] Sawyer W.G., Freudenberg K.D., Bhimaraj P., Schadler L. S. A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles// *Wear*. 2003. V. 254. P. 573-580.
- [4] Wen Hao Kan, Li Chang. The mechanisms behind the tribological behaviour of polymer matrix composites reinforced with TiO₂ nanoparticles // *Wear*. 2021. V. 474-475. Article 203754
- [5] Israr Ud Din, Stéphane Panier, Pei Hao, Gérald Franz, Jayashree Bijwe, Li Hui. Finite element modeling of indentation and adhesive wear in sliding of carbon fiber reinforced thermoplastic polymer against metallic counterpart // *Tribology International*. 2019. V.135. P. 200-212.
- [6] Glendimar Molero, Shuoran Du, Marc Mamak, Mark Agerton, Mohammad Motaher Hossain, Hung-Jue Sue. Experimental and numerical determination of adhesive strength in semi-rigid multi-layer polymeric systems. // *Polymer Testing*. 2019. V. 75, P. 85-92
- [7] Козырев Ю.П., Седакова Е. Б. Применение термодинамической модели для анализа характеристик износостойкости материалов// *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2008. N 1. С 70-73.
- [8] Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Многомасштабность тепловых эффектов в материалах пары трения полимер-сталь // *Современное машиностроение. Наука и образование*. 2018. N.7. С. 358-369.
- [9] Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - Москва: КноРус, 2010. - 658 с
- [10] Гершман И.С., Буше Н.А., Миронов А.Е., Никифоров В.Л. Самоорганизация вторичных структур при трении // *Трение и износ*. 2003. Т. 24. № 3. С. 329-334.
- [11] Abdul Hameed R., M. Al-Sarraf. Study on adhesion wear damage done on the hybrid composite Novolac under the experimental variables // *Energy Procedia*. 2019. V. 157. P. 644-654
- [12] Aravind Dasari, Zhong-Zhen Yu, Yiu-Wing Mai. Fundamental aspects and recent progress on wear/scratch damage in polymer nanocomposites // *Materials Science and Engineering: R: Reports*. 2009. V. 63. I. 2. P. 31-80.
- [13] M.Yahiaoui, F.Chabert, J.-Y.Paris, V. Nassiet, J. Denape. Friction, acoustic emission, and wear mechanisms of a PEKK polymer // *Tribology International*. 2019. V. 132. P. 154-164
- [14] FirasAwaja. Autohesion of polymers // *Polymer*. 2016. V. 97, P. 387-407.
- [15] Margaret Scheiner, Tarik J. Dickens, Okenwa Okoli. Progress towards self-healing polymers for composite structural applications // *Polymer*. 2016. V. 83. P. 260-282.
- [16] Де Гроот С., Мазур П. Неравновесная термодинамика. М.: Мир, 1964. -405 с.
- [17] Witold Brostow, Allison T.Osmanson. From mechanics to thermodynamics: A relation between the brittleness and the thermal expansivity for polymers . // *Materials Letters: X*. 2019. V. 1. 100005.

STUDY OF THE WEAR CHARACTERISTICS OF CARBON MATERIALS

^{1,2} Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia

^{3,4,5} Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

Experimental researches of wear resistance of a number of carbon materials with the subsequent approximation of the received values of linear wear intensity were carried out. The calculated correlation coefficients between experimental values of linear wear intensity and results of approximation have shown the advantage of empirical wear law application, taking into account non-monotonicity of linear wear intensity change in a wide range of loadings, before the power equation of wear, which has monotonic character. An explanation of existence of contact pressure ranges in which wear resistance stabilization is observed is offered from the position of nonequilibrium thermodynamics.

Key words: friction, wear, carbon material, composite, linear wear intensity, secondary structures

REFERENCES

- [1] Белый В.А., Свириденко А.И., Петроковец М.И., Савкин В.Г. Трение и износ материалов на основе полимеров. – Минск: Наука и Техника. 1976. –421 с.
- [2] Гинзбург Б.М., Ляшков А.И., Савицкий А.В., Соболев Н.З., Точильников Д.Г. Сравнение трибологических свойств различных углепластиков при трении скольжения и смазывании водой// Трение и износ. 2009. Т.30. №1. С. 72-77.
- [3] Sawyer W.G., Freudenberg K.D., Bhimaraj P., Schadler L. S. A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles// Wear. 2003. V. 254. P. 573-580.
- [4] Wen Hao Kan, Li Chang. The mechanisms behind the tribological behaviour of polymer matrix composites reinforced with TiO₂ nanoparticles // Wear. 2021. V. 474-475. Article 203754
- [5] Israr Ud Din, Stéphane Panier, Pei Hao, Gérald Franz, Jayashree Bijwe, Li Hui. Finite element modeling of indentation and adhesive wear in sliding of carbon fiber reinforced thermoplastic polymer against metallic counterpart // Tribology International. 2019. V.135. P. 200-212.

- [6] Glendimar Molero, Shuoran Du, Marc Mamak, Mark Agerton, Mohammad Motaher Hossain, Hung-Jue Sue. Experimental and numerical determination of adhesive strength in semi-rigid multi-layer polymeric systems. // *Polymer Testing*. 2019. V. 75, P. 85-92
- [7] Kozurev Y.P., Sedakova E.B. Application of a thermodynamic model for analysis of wear resistance of materials // *Journal of machinery manufacture and reliability*. 2008. V. 37. N 1. P. 60-62.
- [8] Sedakova E.B., Kozurev Y.P. Multiscale thermal effects in polymer-steel friction pair materials // *Modern mechanical engineering science and education*. 2018. N.7. C. 358-369.
- [9] Ventsel E.S. *Probability Theory*. - Moscow: KnoRus, 2010. - 658 c
- [10] Gershman I.S., Bushe N.A., Mironov A.E., Nikiforov V.A. Self organization of secondary structures in friction // *Friction and Wear*. 2003. V. 24. N 3. P. 329-334.
- [11] Abdul Hameed R., M. Al-Sarraf. Study on adhesion wear damage done on the hybrid composite Novolac under the experimental variables // *Energy Procedia*. 2019. V. 157. P. 644-654
- [12] Aravind Dasari, Zhong-Zhen Yu, Yiu-Wing Mai. Fundamental aspects and recent progress on wear/scratch damage in polymer nanocomposites // *Materials Science and Engineering: R: Reports*. 2009. V. 63. I. 2. P. 31-80.
- [13] M.Yahiaoui, F.Chabert, J.-Y.Paris, V. Nassiet, J. Denape. Friction, acoustic emission, and wear mechanisms of a PEKK polymer // *Tribology International*. 2019. V. 132. P. 154-164
- [14] FirasAwaja. Autohesion of polymers // *Polymer*. 2016. V. 97, P. 387-407.
- [15] Margaret Scheiner, Tarik J. Dickens, Okenwa Okoli. Progress towards self-healing polymers for composite structural applications // *Polymer*. 2016. V. 83. P. 260-282.
- [16] De Groot S., Mazur P. *Nonequilibrium thermodynamics*. Moscow: Mir, 1964. -405 c.
- [17] Witold Brostow, Allison T.Osmanson. From mechanics to thermodynamics: A relation between the brittleness and the thermal expansivity for polymers . // *Materials Letters: X*. 2019. V. 1. 100005.

УДК 539.3:534.1

Г. В. Филиппенко¹, Т. В. Зиновьева²

О ВЛИЯНИИ ВОДОРОДНОЙ КОРРОЗИИ НА КОЛЕБАНИЯ ТРУБЫ КАК МНОГОСЛОЙНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ



¹Георгий Викторович Филиппенко, к.ф.-м.н., с.н.с.,
Институт проблем машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург,
Тел.: (812)321-4763, E-mail: g.filippenko@gmail.com
Санкт-Петербургский государственный университет
Россия, Санкт-Петербург, E-mail: g.filippenko@spbu.ru



²Татьяна Владимировна Зиновьева, к.т.н., с.н.с.,
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4770, E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com

Аннотация

Ввиду актуальности проблемы водородного охрупчивания нефтегазопроводов рассмотрена задача о колебаниях трубы с ослабленными водородной коррозией механическими свойствами материала. Труба моделируется круговой цилиндрической оболочкой по классической теории Киргофа-Лява. Ослабление материала предлагается учитывать через введение усредненного по определенному закону модуля Юнга. Проведен анализ осесимметричных свободных гармонических колебаний такой трубы. Модель протестирована методом конечных элементов и использована далее при анализе эффекта смены характера колебаний оболочки с массовым пояском. Получены формулы, связывающие сдвиг частоты с параметрами трубы, ослабленной водородной коррозией. Они могут быть использованы при установлении степени износа трубы со временем. С другой стороны, формулы позволяют спрогнозировать сдвиг частот и, тем самым, избежать нежелательного выхода трубы на опасный для ее прочности режим смены характера колебаний.

Ключевые слова: водородная коррозия, цилиндрическая многослойная оболочка, колебания оболочек.

Введение

Опасным явлением для технических сооружений, работающих под давлением, является водородная коррозия металлов. Водородное воздействие приводит к охрупчиванию материала конструкции, которое существующими нормами расчета не учитывается, что может привести к авариям.

Воздействие водорода на стали изучается много лет. При нагрузке, способствующей диффундированию водорода внутрь, и с увеличением его содержания ухудшаются механические свойства металлов. Так, значительно снижаются предел пропорциональности, предел упругости и предел текучести [1 – 4]. В работе [5] подробно освещены вопросы взаимодействия водорода с микроструктурой материала и физические особенности переноса водорода в металлах и сплавах.

Эксперименты обнаруживают различное снижение модуля Юнга, которое можно соотнести с микроструктурным состоянием стали. Дефекты кристаллической решетки способствуют захвату водорода, снижая модуль Юнга, поэтому, чем их изначально больше, тем сильнее изменение модуля упругости от воздействия водорода [6, 7].

Очевидна необходимость математического моделирования процессов диффузии водорода и расчета напряженно-деформированного состояния металлических конструкций под его воздействием. Однако для проведения точных количественных оценок по математическим моделям необходимы новые экспериментальные данные о влиянии малых концентраций водорода на свойства конструкционных материалов. Тем не менее, уже с существующими данными можно сделать весьма полезные качественные выводы по предотвращению аварийных ситуаций.

Данная работа посвящена исследованию колебаний цилиндрических опор и трубопроводов, ослабленных водородной коррозией, она продолжает исследования, начатые авторами ранее [8 – 12].

В работах [13 – 14] показано, что при транспортировке водородосодержащего сырья в трубопроводе возникает напряженно-деформированное состояние, способствующее перераспределению водорода в материале трубы и образованию внутреннего слоя с ослабленными механическими характеристиками. В работе [9] исследован характер колебаний цилиндрической оболочки с дополнительной инерцией в виде «массового пояса», установлена возможность существования опасного для прочности трубы режима колебаний.

Указанные технические проблемы требуют прогнозирования поведения оболочки и возможности возникновения таких режимов, а

также вывода формул для восстановления параметров оболочки по экспериментальным данным. При анализе оболочки ослабленной водородом необходимо учесть изменение механических свойств по её толщине [15 – 17]. Вместе с тем, модель оболочки должна обеспечить приемлемую точность, а также быть достаточно простой, чтобы для восстановления ее параметров получились негромоздкие формулы.

В работе использован вариант классической теории оболочек типа Кирхгофа-Лява, изложенный в [18], неоднородность материала оболочки учитывается усреднением механических характеристик в духе работы [16]. Этот подход протестирован методом конечных элементов и использован далее при анализе эффекта смены характера колебаний оболочки с массовым пояском.

1. Усредненный модуль Юнга

Рассмотрим осесимметричные свободные гармонические колебания круговой цилиндрической оболочки с неоднородностью материала в направлении ее нормали.

Будем считать, что различие слоев круговой цилиндрической оболочки определяется, в основном, различием в их модулях Юнга E , поэтому коэффициенты Пуассона ν и объемную плотность материала оболочки ρ_s положим константами. При этом модуль Юнга зависит только от радиальной переменной r , т.е. $E = E(r)$. Конкретный вид функции $E(r)$ зададим позже. Толщину оболочки считаем равной h , её длину равной l .

Введем срединную поверхность $r = R$ оболочки и будем отсчитывать от нее по наружной нормали переменную y . Усредненный модуль Юнга E^* для всей оболочки будем определять как среднее интегральное по формуле:

$$E^* = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} E(y) dy. \quad (1a)$$

Считаем, что модуль Юнга приобретает значение E_1 на внутренней стороне оболочки и значение E_2 на внешней, т.е. $E_1 = E(y)|_{y=-h/2}$ и $E_2 = E(y)|_{y=h/2}$.

Учтем поправку к радиусу оболочки, связанную со смещением центра сил со срединной поверхности оболочки. Новый (эффективный) радиус R^* вычисляется по формуле

$$R^* = R + f(1)/f(0), \quad \text{где} \quad f(p) = \int_{-h/2}^{h/2} E(y) y^p dy. \quad (1b)$$

Далее рассмотрим некоторые частные случаи зависимости $E = E(y)$.

1.1. Двухслойная цилиндрическая оболочка

Положим модуль Юнга кусочно-постоянным:

$$E(y) = \begin{cases} E_1, & -h/2 < y < y_1 \\ E_2, & y_1 < y < +h/2 \end{cases}. \quad (2)$$

Здесь толщина внутреннего слоя $h_1 = y_1 + h/2$, а внешнего $h_2 = h/2 - y_1$. Подставляя (2) в (1) получаем формулу для вычисления E^* , которую запишем в терминах безразмерной толщины внутреннего слоя $h_{12} = h_1/(h_1 + h_2)$, нормированного модуля упругости внутреннего слоя $E_{12} = E_1/E_2$ и нормированного усредненного модуля упругости $E_2^* = E^*/E_2$

$$E_2^* = E^*/E_2 = \frac{1}{2} [1 + E_{12} + (1 - E_{12})(1 - 2h_{12})]. \quad (3a)$$

При этом эффективный радиус R^* вычисляется по формуле:

$$R^* = R \left(1 + \frac{h}{R} \frac{h_{12}}{2} \frac{(1 - E_{12})(1 - h_{12})}{1 - h_{12}(1 - E_{12})} \right). \quad (3b)$$

1.2. Цилиндрическая оболочка с экспоненциальной зависимостью модуля Юнга по толщине

Предположим, что водород проникает вглубь металла по экспоненциальному закону, соответственно экспоненциально ослабляя и модуль упругости E :

$$E(y) = E_2 (1 - b e^{-a(y+h/2)}), \quad b = 1 - E_{12}. \quad (4)$$

Здесь a – коэффициент затухания по толщине оболочки. Подставляя (4) в (1), получаем усредненный модуль упругости в виде:

$$E^* = E_2 \left(1 - b \frac{1 - e^{-ah}}{ah} \right). \quad (5)$$

Графики зависимости нормированного модуля упругости $E(y)/E_2$ от безразмерной координаты $y^* = y/h$ для случаев (2) и (4) представлены на рисунках 1а и 1б.

Усредненные нормированные значения E^*/E_2 для моделей оболочки (2) и (4) представлены на рисунках 2а и 2б соответственно. Здесь в случае оболочки (2) на рисунке 2а по оси абсцисс откладывается безразмерная толщина внутреннего слоя h_{12} (линии 1, 2, 3, 4, 5). В случае оболочки (4) на рисунке 2б по оси абсцисс откладывается безразмерный параметр ah (линии 1, 2, 3, 4, 5).

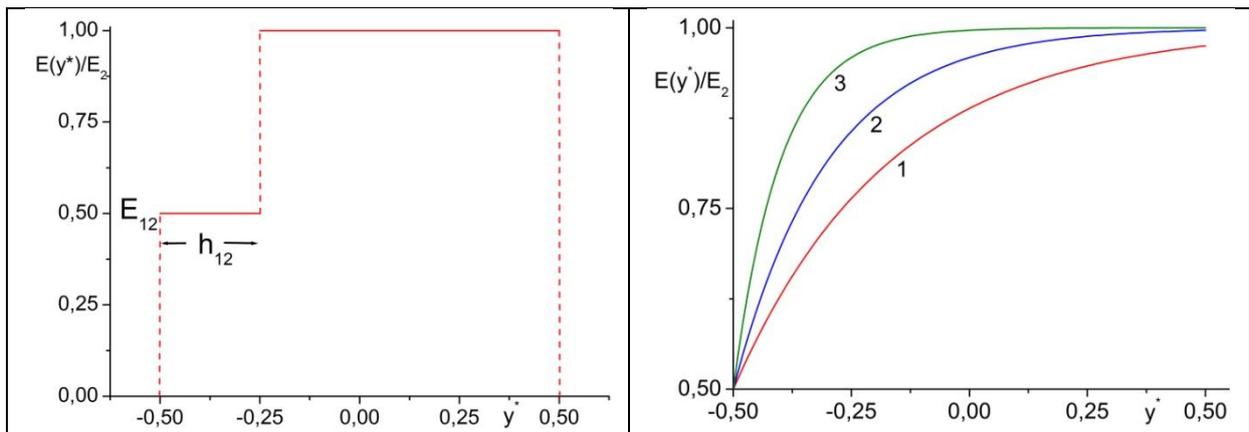


Рис. 1. Нормированный модуль упругости $E(y^*)/E_2$ ($E_{12} = 0.5$)

а) для модели оболочки (2). $h_{12} = 0.25$

б) для модели оболочки (4). $ah = 3, 5, 10$
(кривые 1, 2, 3)

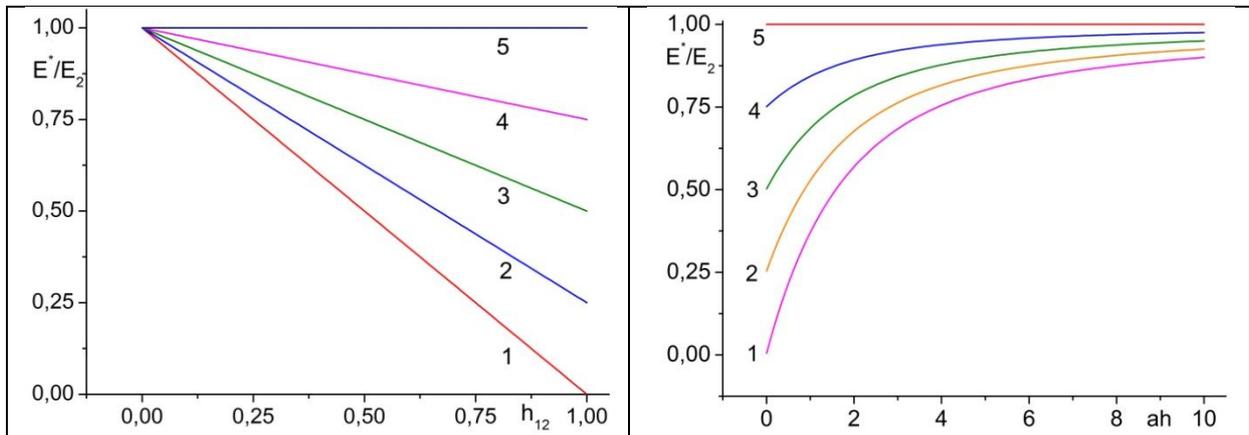


Рис. 2. Нормированный усредненный модуль упругости $E_2^* = E^*/E_2$.

$E_{12} = 0.0, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$ (линии 1,2,3,4,5)

а) для модели оболочки (2)

б) для модели оболочки (4)

2. Постановка задачи, численные результаты и их анализ

Рассматриваются осесимметричные свободные гармонические колебания с частотой ω круговой цилиндрической оболочки с жестко закрепленными торцами. Для всех представленных зависимостей параметры оболочки равны (если не оговорено противное) $l=4\text{ м}$, $R=1\text{ м}$, $h/R=0.05$, $\nu=0.3$, $E_2=2.1\cdot 10^{11}\text{ Н/м}^2$, $\rho_s=7850\text{ кг/м}^3$.

2.1. Расчет двухслойной оболочки

Сначала проведем модальный анализ двухслойной (2) цилиндрической оболочки и сравним результаты расчета с частотами, найденными для однослойной оболочки с усредненной жесткостью (3а). Будем изменять параметры оболочки в диапазоне характерном для физической задачи с проникновением водорода в металл, доходя до пределов применимости теории тонких оболочек с точки зрения относительной их толщины и длины.

Обе модели обчислываются методом конечных элементов в пакете ANSYS, использован осесимметричный элемент SHELL209.

На рис. 3а изображена зависимость первых четырех собственных частот колебаний от безразмерной толщины внутреннего слоя h_{12} (кривые 1, 2, 3, 4 соответственно) для обеих моделей оболочки. Указанные зависимости будем называть ветками. Заметим, что в масштабах графика кривые для обеих моделей совпадают. Поэтому, для дальнейшего анализа, целесообразно ввести относительное отклонение d в процентах (с учетом знака) частоты f_e модели (2) и частоты f_a модели (3): $d=100(f_a - f_e)/f_e$.

Так, на рисунке 3б, показана зависимость d от h_{12} для частот из 5, 8, 10 веток моделей (2) и (3а) (кривые 1, 2, 3). Кривая 3В получена для частоты из 10-ой ветки с учетом поправки к радиусу оболочки (3б).

На следующих рисунках показана зависимость d от порядкового номера n частоты: для различных толщин оболочки (кривые 1 и 2 на рис. 4а), для различных длин оболочки (кривые 1 и 2 на рис. 4б), для различных коэффициентов упругости E_{12} (кривые 1 и 2 на рис. 5а).

Вычисления показывают, что относительное отклонение d закономерно увеличивается с увеличением толщины оболочки, когда мы приближаемся к границе применимости тонких оболочек (рис. 4а) и уменьшается с ростом длины оболочки (уменьшается вклад торцов) (рис. 4б). Также рост погрешности растет с ростом порядкового номера n собственной частоты (рисунки 3б, 4а, 4б, 5а) и с ростом “перепада” в величинах E_1 и E_2 (зависимость d от E_{12} на рис. 5а).

Заметим, что учет поправки (3б) к радиусу оболочки заметно уменьшает отклонение моделей (2) и (3а) для больших номеров веток и больших относительных толщин (кривые 3 и 3В на рис. 3б).

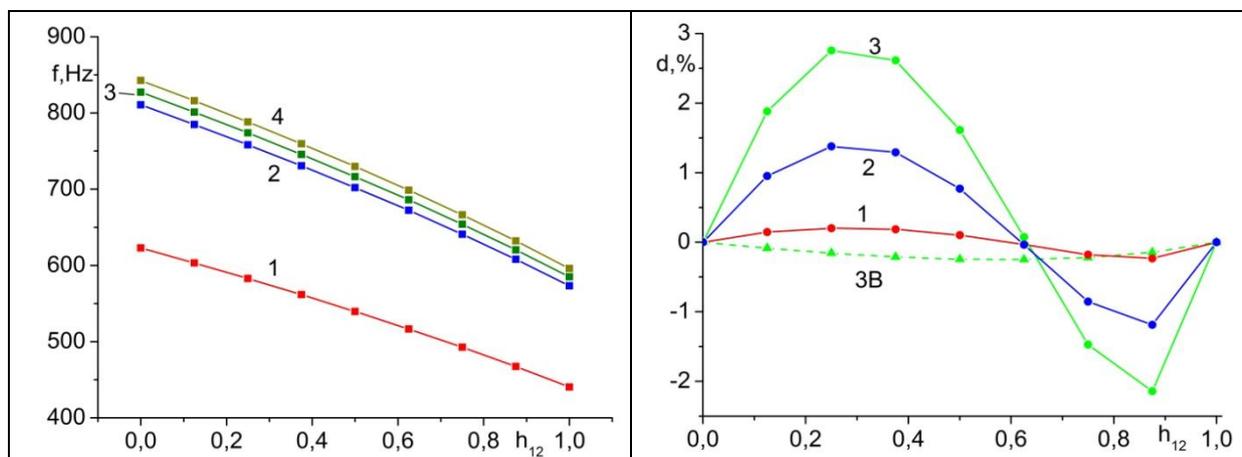


Рис. 3. Сравнение моделей (2) и (3). $E_{12} = 0.5$

а) Первые четыре собственные частоты моделей (2) и (3а) (кривые 1, 2, 3, 4)

б) Относительное отклонение частот из 5, 8, 10 веток моделей (2) и (3) (кривые 1, 2, 3)

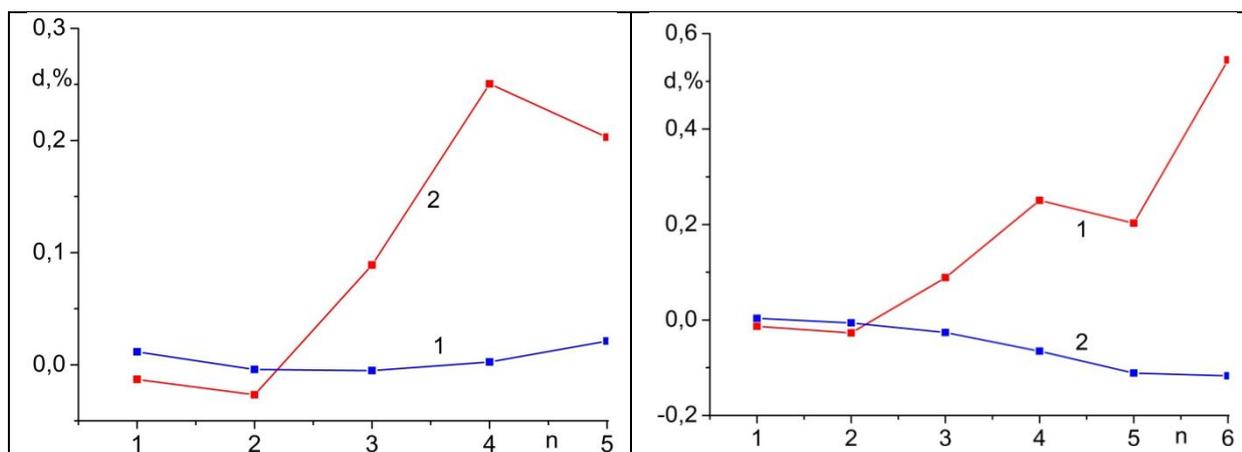


Рис. 4. Относительное отклонение частот моделей (2) и (3а).

$E_{12} = 0.5, h_{12} = 0.25.$

а) Влияние толщины оболочки $h = 0.01, 0.05 \text{ м}$ (кривые 1 и 2).

б) Влияние длины оболочки $l = 4.0, 16.0 \text{ м}$ (кривые 1 и 2).

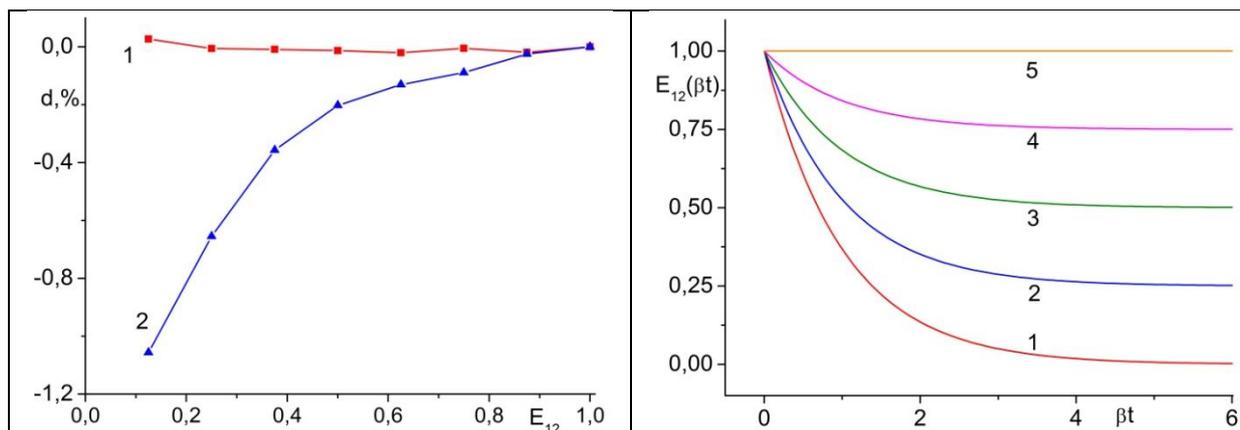


Рис. 5

а) Относительное отклонение частот веток 1,5 (кривые 1, 2) моделей (2) и (3а) ($h_{12} = 0.25$).

б) Нормированный модуль упругости $E_{12}(t) = E_1(t) / E_2$.
 $E_{12} = 0.0, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$
(кривые 1, 2, 3, 4, 5)

Проведенное сравнение модели (3) и модели (2), где используется кусочно-постоянный модуль упругости, показывает, что в достаточно широком диапазоне параметров относительная погрешность вычисления первых пяти собственных частот для этих моделей не превышает одного процента. Это дает основание применять формулу (1) и для более сложного поведения модуля упругости.

2.2. Расчет оболочки, ослабленной водородом

Рассмотрим далее колебания цилиндрической оболочки с упругим модулем упругости, ослабленным водородом по типу модели (4). Посередине оболочки присутствует сосредоточенная нагрузка в виде «массового пояса» нулевой ширины. Воспользуемся постановкой и схемой решения задачи, изложенной в [9] для модели однослойной оболочки. Также в работе [9] показано, что для вариантов расчета, в которых пояс имеет компоненту инерционной массы в направлении нормали к поверхности оболочки, возможно пересечение кривых, описывающих зависимость собственной частоты f оболочки, от безразмерной массы пояса M (рис. 2, 3а, 4 в [9]).

Рассмотрим вопрос, как изменятся координаты таких точек пересечения при ослаблении оболочки водородом.

Обозначим собственную частоту исходной и ослабленной водородом оболочки в точке пересечения кривых, как f_2 и f^* соответственно. При этом в оболочке Кирхгофа-Лява [9] частота f входит только в безразмерный параметр $\omega R / c_s = 2\pi f R / c_s$, где $c_s = \sqrt{E / ((1 - \nu^2) \rho_s)}$, поэтому:

$$\frac{f^*}{f_2} = \sqrt{\frac{E^*}{E_2}} \Rightarrow E^*/E_2 = \left(\frac{f^*}{f_2}\right)^2. \quad (6)$$

Заметим, что в этой точке пересечения кривых происходит смена характера колебаний с преимущественно нормальных к поверхности оболочки на продольные, что демонстрируют рисунки 5 и 6 в [9]. Этот факт дает возможность достаточно точно определить частоту f^* экспериментально, что, в свою очередь, позволяет определить параметры оболочки или степень ее износа. Так, в случае модели (4), можно воспользоваться соотношениями (5) и (6), откуда следует

$$\frac{1 - e^{-ah}}{ah} = \left(1 - \left(\frac{f^*}{f_2}\right)^2\right) / (1 - E_{12}). \quad (7)$$

При условии, что известна правая часть (7), это уравнение относительно ah несложно решается численно и, тем самым, находится коэффициент затухания по толщине оболочки.

Далее усложним модель (4), введя в рассмотрение зависимость модуля упругости E от времени t . Предположим, что водород проникает в металл по экспоненциальному закону по времени, соответственно экспоненциально ослабляя модуль упругости $E_1(t)$ от первоначального значения E_2 до некоего предельного значения E_1^0 , т. е. $E_1(t) = E_1^0 + (E_2 - E_1^0)e^{-\beta t}$. Здесь коэффициент β характеризует ослабление насыщения внутренней поверхности оболочки водородом с ростом времени t . Нормируя выражение для $E_1(t)$ на E_2 , получим:

$$E_{12}(t) := E_1(t)/E_2 = E_{12}^0 + (1 - E_{12}^0)e^{-\beta t}, \quad \text{где } E_{12}^0 = E_1^0/E_2. \quad (8)$$

На рисунке 5б приведен пример такой зависимости $E_{12}(t)$ от безразмерного времени βt (кривые 1, 2, 3, 4, 5). Учитывая формулы (7) и (8), приходим к выражению

$$\beta t = -\ln \left[\left(1 - \left(1 - \left(\frac{f^*}{f_2}\right)^2\right) \frac{ah}{1 - e^{-ah}} - E_{12}^0\right) / (1 - E_{12}^0) \right], \quad (9)$$

которое устанавливает связь между безразмерным временем βt и параметрами оболочки. Откуда, по наблюдаемому отношению частот f^*/f_2 , можно найти, например, время воздействия водорода на оболочку и, наоборот, по времени воздействия на оболочку, спрогнозировать сдвиг

частот. Также данная формула может помочь в установлении коэффициентов затухания β в данной модели по экспериментальным данным.

Заметим, что результаты, полученные в данном параграфе, можно уточнить, учитывая поправку к радиусу оболочки (1б).

Выводы

Проведенные в работе численные эксперименты показывают, что при модальном анализе осесимметричных колебаний цилиндрической оболочки с изменяющимся модулем упругости по ее толщине можно заменить этот модуль усредненным по формуле (1а) значением, а радиус оболочки – эффективным радиусом (1б). Эта замена позволяет находить частоты осесимметричных колебаний такой оболочки с высокой точностью в достаточно широком диапазоне изменения параметров, что открывает широкие возможности для аналитического расчета ослабленной водородом оболочки, в частности, эффекта смены характера колебаний оболочки с массовым пояском.

Приведенные формулы, связывающие сдвиг частоты с параметрами оболочки, могут быть использованы при установлении коэффициентов затухания, степени износа со временем и других параметров оболочки, ослабленной водородом.

В свою очередь, знание усредненных модулей упругости позволяет спрогнозировать сдвиг частот и, тем самым, избежать нежелательного выхода оболочки на опасный для ее прочности режим смены характера колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Cheng Y.F. (Ed.) Stress Corrosion Cracking of Pipelines. 2013. John Wiley & Sons, Inc.: Hoboken, TX, Canada. p. 275.
- [2] Titov A.I., Lun-Fu A.V., Gayvaronskiy A.V., Bubenchikov M.A., Bubenchikov A.M., Lider A.M., Syrtanov M.S., Kudiiarov V.N. Hydrogen Accumulation and Distribution in Pipeline Steel in Intensified Corrosion Conditions. 2019. Materials, 12(9): 1409. Doi:10.3390/ma12091409.
- [3] Mytsyk B.G., Ivanytskyi Ya.L., Balitskii A.I., Kost' Ya.P., Sakharuk O.M. Study of hydrogen influence on 1020 steel by low deformation method. 2016. Materials Letters, Volume 184. pp. 328-331. Doi: 10.1016/j.matlet.2016.08.065.
- [4] Zhukov V.A. Stress corrosion cracking and electrochemical potential of titanium alloys. 2015. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 137-141.

- [5] Polyanskiy V.A., Belyaev A.K. (eds). Advances in Hydrogen Embrittlement Study. Advanced Structured Materials. 2021. Springer, Cham. XII, p. 213. Doi: 10.1007/978-3-030-66948-5.
- [6] Ortiz M., Ovejero-Garcia J. Effect of hydrogen on Young's modulus of AISI 1005 and 1070 steels. 1992. Journal of Materials Science 27. pp. 6777–6781. Doi: 10.1007/BF01165968.
- [7] Zhu S., Zhang C., Yang Z., Wang C. Hydrogen's influence on reduced activation ferritic/martensitic steels' elastic properties: density functional theory combined with experiment. 2017. Nuclear Engineering and Technology, Volume 49, Issue 8. pp. 1748-1751. Doi: 10.1016/j.net.2017.08.021.
- [8] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations. 2017. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 165–176. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6_17.
- [9] Filippenko G.V., Zinovieva T.V. 2021. Axisymmetric Vibrations of the Cylindrical Shell Loaded with Pointed Masses. In: Evgrafov A.N. (eds) Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. Pp. 80-91. DOI: 10.1007/978-3-030-62062-2_9
- [10] Filippenko G.V. The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. 2016. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 115-126. Doi: 10.1007/978-3-319-29579-4.
- [11] Filippenko G. V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. 2017. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 57-64. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.
- [12] Filippenko G.V. Wave processes in the periodically loaded infinite shell. 2018. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 11-20. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2_2.
- [13] Чулкин С.Г., Зиновьева Т.В. Расчет влияния водорода на прочность морского трубопровода. 2019. Морские интеллектуальные технологии №2 (44) Т.1. С.31-35. Doi: 10.13140/RG.2.2.22027.34088.
- [14] Зиновьева Т.В. Влияние концентрации водорода на растрескивание трубы. 2020. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС. С.196-206. Doi: 10.1872/MMF-2020-15.
- [15] Вильде М.В., Коссович Л.Ю., Шевцова Ю.В. Асимптотическое интегрирование динамических уравнений теории упругости для случая многослойной тонкой оболочки. 2012. Известия Саратовского

Университета (N. S.), Серия Мат. Мех. Инф. 12(2), с. 56–64.
Doi: 10.18500/1816-9791-2012-12-2-56-64.

- [16] Кармишин А.В., Лясковец В.А., Мяченков В.И., Фролов А.Н. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. 1975. М.: Машиностроение. 376 с.
- [17] Karlunov J.D., Kossovich I.Yu, Nolde E.V. Dynamics of thin walled elastic bodies. 1988. San Diego: Academic Press. 226 p.
- [18] Елисеев В.В. Механика упругих тел. 2003. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 336 с.

G. V. Filippenko¹, T. V. Zinovieva²

ON THE EFFECT OF HYDROGEN CORROSION ON THE VIBRATIONS OF THE PIPE AS A MULTILAYER CYLINDRICAL SHELL

^{1,2}Institute of Mechanical Engineering, St.-Petersburg, Russia

¹Saint Petersburg State University, St.-Petersburg, Russia

Abstract

In view of the relevance of the problem of hydrogen embrittlement of oil and gas pipelines the problem of tube vibrations with weakened by hydrogen corrosion mechanical properties of the material is considered. The pipe is modeled by a circular cylindrical shell according to the classical Kirchhoff-Love theory. Weakening of the material is suggested to be taken into account by introducing the Young's modulus averaged according to a certain law. Analysis of axisymmetric free harmonic vibrations of such a tube is carried out. The model is tested by the finite element method and is used further in the analysis of the effect of changing the character of vibrations of a shell with a mass belt. The formulas connecting the frequency shift with the parameters of the tube weakened by hydrogen corrosion have been obtained. They can be used in establishing the degree of pipe wear with time. On the other hand, the formulas make it possible to predict the frequency shift and, thus, to avoid the undesirable entering of the pipe to the mode with changing of vibration character which can be dangerous for its durability.

Key words: hydrogen corrosion, cylindrical multilayer shell, shell vibrations.

REFERENCES

- [1] Cheng Y.F. (Ed.) Stress Corrosion Cracking of Pipelines. 2013. John Wiley & Sons, Inc.: Hoboken, TX, Canada. p. 275.
- [2] Titov A.I., Lun-Fu A.V., Gayvaronskiy A.V., Bubenchikov M.A., Bubenchikov A.M., Lider A.M., Syrtanov M.S., Kudiiarov V.N. Hydrogen Accumulation and Distribution in Pipeline Steel in Intensified Corrosion Conditions. 2019. *Materials*, 12(9): 1409. Doi:10.3390/ma12091409.
- [3] Mytsyk B.G., Ivanytskyi Ya.L., Balitskii A.I., Kost' Ya.P., Sakharuk O.M. Study of hydrogen influence on 1020 steel by low deformation method. 2016. *Materials Letters*, Volume 184. pp. 328-331. Doi: 10.1016/j.matlet.2016.08.065.
- [4] Zhukov V.A. Stress corrosion cracking and electrochemical potential of titanium alloys. 2015. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 137-141.
- [5] Polyanskiy V.A., Belyaev A.K. (eds). *Advances in Hydrogen Embrittlement Study. Advanced Structured Materials*. 2021. Springer, Cham. XII, p. 213. Doi: 10.1007/978-3-030-66948-5.
- [6] Ortiz M., Ovejero-Garcia J. Effect of hydrogen on Young's modulus of AISI 1005 and 1070 steels. 1992. *Journal of Materials Science* 27. pp. 6777–6781. Doi: 10.1007/BF01165968.
- [7] Zhu S., Zhang C., Yang Z., Wang C. Hydrogen's influence on reduced activation ferritic/martensitic steels' elastic properties: density functional theory combined with experiment. 2017. *Nuclear Engineering and Technology*, Volume 49, Issue 8. pp. 1748-1751. Doi: 10.1016/j.net.2017.08.021.
- [8] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations. 2017. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 165–176. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6_17.
- [9] Filippenko G.V., Zinovieva T.V. 2021. Axisymmetric Vibrations of the Cylindrical Shell Loaded with Pointed Masses. In: Evgrafov A.N. (eds) *Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. Pp. 80-91. DOI: 10.1007/978-3-030-62062-2_9
- [10] Filippenko G.V. The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. 2016. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 115-126. Doi: 10.1007/978-3-319-29579-4.
- [11] Filippenko G. V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. 2017. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 57-64. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.

- [12] Filippenko G.V. Wave processes in the periodically loaded infinite shell. 2018. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 11-20. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2_2.
- [13] Chulkin S.G., Zinovieva T.V. Calculation of hydrogen influence on strength of marine pipeline. 2019. Marine Intellectual technologies, №2 (44), V.1. pp.31-35. (rus.)
- [14] Zinovieva T.V. Influence of hydrogen concentration on pipe cracking. 2020. Modern mechanical engineering: Science and education. p. 196-206. Doi: 10.1872/MMF-2020-15. (rus.)
- [15] Kossovich L. Y., Wilde M. V., Shevzova Y. V. Asymptotic integration of dynamic elasticity theory equations in the case of multilayered thin shell. 2012. Izv. Saratov Univ. (N. S.), Ser. Math. Mech. Inform., vol. 12, iss. 2. pp. 56-64. Doi: <https://doi.org/10.18500/1816-9791-2012-12-2-56-64>. (rus.)
- [16] Karmishin A.V., Lyaskovec V.A., Myachenkov V.I., Frolov A.N. Statics and dynamics of thin-walled shell structures. 1975. M.: Mashinostroenie. 376 c. (rus.)
- [17] Kaplunov J.D., Kossovich I.Yu, Nolde E.V. Dynamics of thin walled elastic bodies. 1988. San Diego: Academic Press. 226 p.
- [18] Eliseev V.V. Mechanics of Deformable Solids. 2003. St. Petersburg, Polytechnic University Press. 336 p. (rus.)

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

УДК 621.01

В.М.Медунецкий¹, В.В. Медунецкий², А.Р.Соляник³

ПОВЫШЕНИЕ ГИБКОСТИ СБОРОЧНЫХ РОБОТИЗИРОВАННЫХ ЛИНИЙ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ КАРУСЕЛЬНОГО ТИПА



¹Медунецкий Виктор Михайлович,
Санкт-Петербургский национальный исследовательский
университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8-965-762-50-01, E-mail: vm57med@yandex.ru .



²Медунецкий Виталий Викторович, ООО «Феррум» Россия,
Санкт-Петербург Тел.: 8-960-238-97-98, E-mail:
medunetskiy@yandex.ru.



³Соляник Антон Романович,
Санкт-Петербургский национальный исследовательский
университет информационных технологий, механики и оптики
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8-969-738-26-64, E-mail: antonsolyanick@gmail.com.

Аннотация

Проведен анализ методов организации технологических сборочных линий и их особенностей. Описаны современные методы повышения гибкости сборочных роботизированных технологических линий в том числе для узлов и деталей, имеющих сложную конфигурацию с различными массогабаритными характеристиками. Предложен метод повышения технологической гибкости за счет организационно-технических и конструктивных возможностей. Суть метода заключается в организации сборочной линии, в которой подача деталей на сборку

осуществляется по дуге окружности с помощью специального технологического модуля карусельного типа. Предложенный технологический модуль представляет собой два поворотных стола расположенных друг над другом, которые могут вращаться вокруг общей оси в разных направлениях относительно манипуляторов, расположенных по периметру внутренних диаметров столов. Верхний поворотный стол имеет рабочие сборочные зоны, а также отверстия для доступа манипуляторов к нижнему столу.

Ключевые слова: роботизированные сборочные линии, гибкость технологических систем, роботы-манипуляторы, технологический модуль сборки, захватные устройства, роботизация, сборочные операции.

Введение

В современной промышленности на сегодняшний день можно выделить тенденцию к увеличению номенклатуры выпускаемых изделий при выполнении требований к высокому качеству и снижению себестоимости изготовления [1].

Сейчас многие предприятия особое внимание уделяют сокращению занимаемых площадей, расширению номенклатуры одновременно производимых изделий и сокращению непроизводственных потерь. Для улучшения и обеспечения вышеуказанных показателей некоторые предприятия стали использовать методы и принципы так называемого бережливого производства. Повысить конкурентоспособность и производственный потенциал предприятий, использующих принципы бережливого производства, позволяет внедрение производственно-технологических систем, которые минимизируют потери на переналадку оборудования и технологию производства [2]. Такая характеристика производства обусловлена высокой конкуренцией на современном рынке, а также необходимостью быстро реагировать на изменения трендов и развитие технологий [3].

Постановка задачи и её решение

Анализ технологического оснащения и промышленного оборудования показывает, что соответствие предприятий современным трендам достигается за счет использования роботизированных систем, которые постоянно совершенствуются как в целом [4, 5], так и в организационном плане, а также по отдельным компонентам [6].

Роботизация дает ряд преимуществ для промышленных предприятий, среди которых: улучшение качества при снижении эксплуатационных расходов, повышение производительности, обеспечение повышения

гибкости производства. Повышение гибкости достигается за счет высокой степени готовности и оперативности переналадки оборудования [2]. Снижение себестоимости изготавливаемых изделий достигается в том числе и за счет сокращения времени для перехода от выпуска одного типа изделий на выпуск другого, что требует повышенной степени управляемости и универсальности производства [7,8].

Также помимо сокращения размеров партий выпускаемых изделий появилась востребованность на изготовление различных модификаций того или иного изделия. Помимо этого, также необходимо уделять внимание идентификации, перемещению и хранению деталей, компонентов и материалов [9, 10]. Из практики известно, что существенное влияние на технико-экономические показатели выпускаемых изделий оказывают именно сборочные операции.

Согласно результату анализа типовых процессов сборки большую часть (около двух третей) трудоемкости сборочных операций занимает ориентация деталей на требуемое положение в заданной системе координат. В свою очередь непосредственно соединение деталей является менее затратным по трудоемкости и менее проблематичным с точки зрения автоматизации технологического процесса сборки малогабаритных изделий [7].

В связи с данной проблемой возникла необходимость в повышении технологической гибкости на сборочных роботизированных линиях, которые в основном выполняют сборочные операции многономенклатурных партий изделий [11, 12].

Как известно, под технологической гибкостью общепринято понимать способность перехода от изготовления одного типа изделий на другой при минимальном изменении производственной базы. Также гибкость производственной системы можно охарактеризовать, связав между собой следующие параметры: номенклатурно-объемные показатели производимой продукции, срок изготовления, объем партии и себестоимость изготовления [7].

Сейчас принято выделять в основном три типа гибкости сборочных технологических линий [13]:

1. Технологическая гибкость - способность производственной системы реализовывать на имеющемся технологическом оборудовании различные варианты технологического процесса. Технологическая гибкость достигается за счет изменения состава, последовательности, параметров технологической операции при условии достижения требуемого результата.

2. Структурно-оперативная гибкость: способность производственной системы к быстрой перекомпоновке производственных элементов. Структурная гибкость достигается за счет способности технологического оборудования изменять свое положение в пределах производственного

участка или за счет возможности изменения траекторий перемещения заготовок (деталей).

3. Машинная гибкость – способность переналадки технологических элементов производственной системы с целью производства требуемой номенклатуры изделий. Машинная гибкость достигается за счет изменения режимов и параметров работы технологического оборудования [2].

Результаты исследования показали, что на повышение гибкости технологических сборочных систем влияет перенастраиваемость технологических параметров оборудования и его перестраиваемость, а также перемещение изделий и средств технического оснащения между производственными постами [7].

Известно, что повышение гибкости сборочных роботизированных технологических линий можно обеспечить различными методами, среди которых: применение блочно-модульной компоновкой, смещения технологического оборудования различными способами, а также методами конструктивного преобразования звеньев манипулятора. Добиться повышения гибкости можно, например, расположив манипулятор на подвижной платформе, перемещаемой по рельсовым направляющим или применив метод перестановки манипулятора на фиксированные базовые поверхности. Такие методы позволят минимизировать перемещение заготовок между технологическими постами и более эффективно использовать производственную полезную площадь [2].

В работе [7] представлен пример блочно-модульной организации технологической линии. За счет обеспечения возможности быстрой автоматизированной перекомпоновки технологического оборудования в пределах рабочего поля достигается высокая гибкость сборочной линии [7].

Исходя из анализа технологических систем можно сделать вывод, что их гибкость обеспечивается как функциональными возможностями конкретного технологического оборудования [14], так и изменением параметров технологического оборудования и деталей для сборки в пространстве (в рабочей зоне манипуляторов). Так используя один универсальный инструмент – управляемое захватное устройство можно обеспечить непрерывную сборку изделий различных по массогабаритным характеристикам [7]

Для выполнения сборочных операций изделий или их узлов из деталей, в том числе и со сложной конфигурацией, а также с различными массогабаритными характеристиками, целесообразно применять захватные устройства манипуляторов, конструкция которых позволяет адаптировать усилия схватывания от веса и габаритов захватываемой детали [15].

На сегодняшний день захватные устройства, применяемые в промышленности, преимущественно используют следующие виды

движений захватных элементов: вращательное (угловое раскрытие) и плоскопараллельное (параллельное раскрытие). Чаще всего источником движения в таких устройствах выступают пневматические приводы [2]. Конструктивные решения, которые позволяют обеспечивать такие функции в достаточно широком диапазоне представлены в работе [2].

Для повышения гибкости и универсальности, а также производительности сборочных систем необходимо расширять возможности взаимодействия объектов производства с технологическим оборудованием производственной системы [2, 16]. Также важно подчеркнуть, что повышение гибкости производственных сборочных модулей/линий возможно осуществить, используя технологии построения так называемых производственных киберфизических систем [7, 17].

Несмотря на наличие всех вышеуказанных методов стоит отметить, что в настоящее время не все возможности использованы для повышения гибкости технологических систем для сборочных операций. Имеются организационно-технические и конструктивные возможности с использованием определенного для этого оборудования [18, 19], в частности специального технологического сборочного модуля карусельного типа. В качестве примера на рисунке 1 схематично представлен такой модуль с тремя манипуляционными роботами.

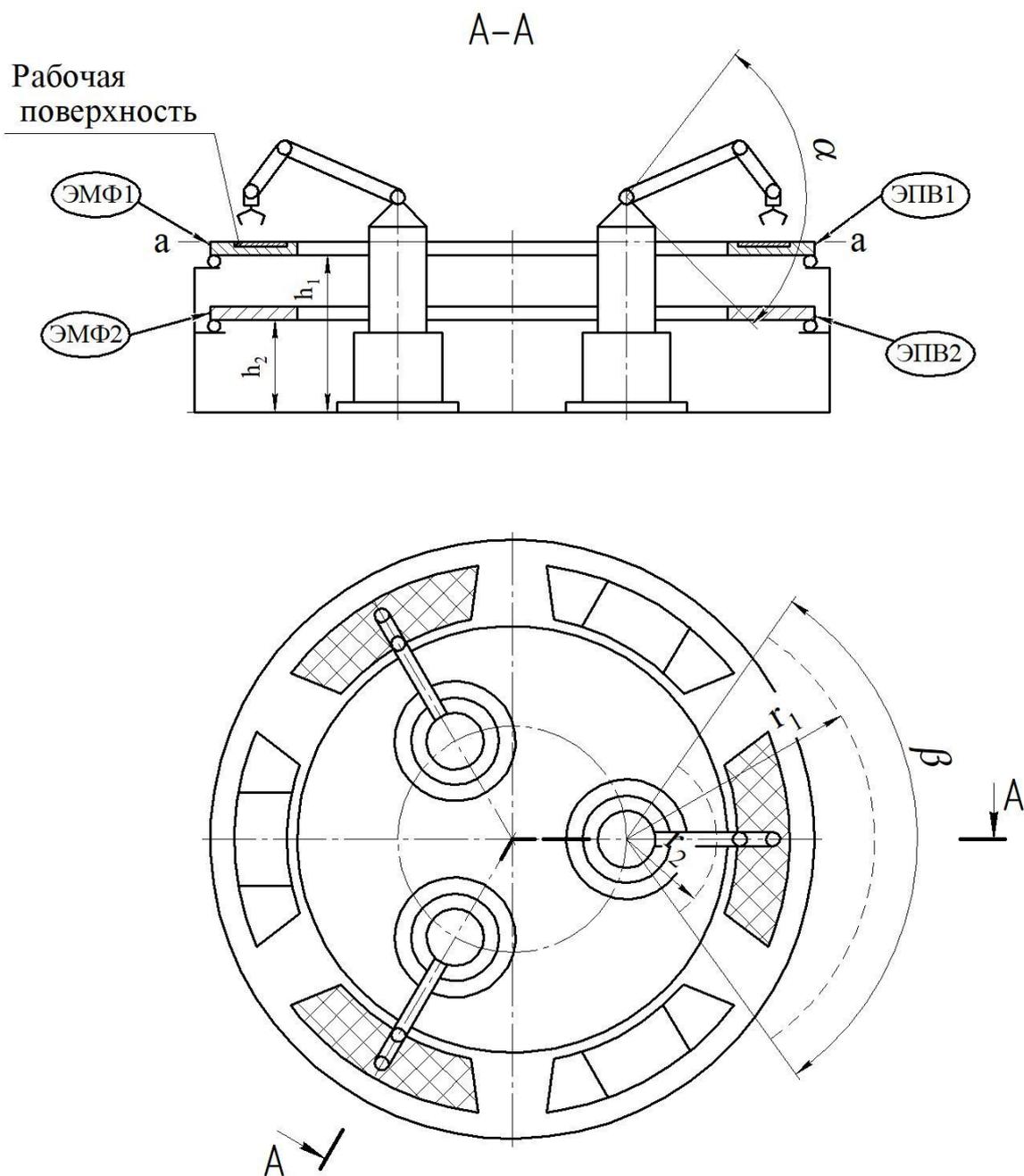


Рис.1. Схема роботизированного модуля карусельного типа

На этом рисунке показаны объемные рабочие зоны манипуляторов, которые ограничены углами α и β , а также дугами окружностей с радиусами r_1 и r_2 относительно рабочего стола.

Исходя из «компактного» расположения сборочного технологического процесса при производственной необходимости в некоторых вариантах работы целесообразно расположить по окружности.

В этом случае осуществлять подачу деталей на сборку следует по дуге окружности, что позволяет эффективно и рационально использовать объемные рабочие зоны манипуляторов. Модели роботов рекомендуется выбирать в зависимости от особенностей собираемых изделий по различным параметрам, в частности, таких как массогабаритные характеристики, их конфигурация, применяемые материалы собираемых деталей и т. д. Диаметры столов зависят от количества используемых в технологическом процессе роботов и их конкретных моделей.

Для осуществления сборочных операций круговые поворотные столы (верхний и нижний) сборочного модуля карусельного типа имеют возможность вращения в оба направления. На главном виде приведенного рисунка 1 высота h_1 (от основания и до линии а-а) определяет уровень плоскости верхнего кругового рабочего стола для манипуляторов конкретных моделей роботов. Аналогично – высота h_2 определяет уровень нижнего кругового поворотного стола от основания. Верхний круговой рабочий стол имеет ряд отверстий (окон) для доступа захватных устройств манипуляторов ко второму нижнему столу, на котором также по окружности размещаются контейнеры с деталями для сборки, сменные элементы захватов манипуляторов и собранные изделия.

Вращение верхнего и нижнего столов осуществляется электроприводами каждого стола ЭПВ1 и ЭПВ2 (рис.1), которые условно показаны на представленном рисунке, и координируются неподвижно в требуемом положении относительно манипуляторов с помощью электромеханических фиксаторов ЭМФ1 и ЭМФ2. Детали и собираемые узлы изделия перемещаются по дуге окружности в рабочую зону каждого манипулятора для осуществления конкретной сборочной операции. Нижний поворотный стол обеспечивает в основном подачу необходимых компонентов в рабочую зону конкретного манипулятора робота.

В результате получаем технологический сборочный модуль, который представляет собой компактную транспортно-распределительную систему карусельного типа и является аналогом известных классических технологических сборочных линий. Функциональное взаимодействие роботов и поворотных рабочих столов осуществляется с помощью компьютерного управления.

Организация сборки изделий на таком предлагаемом технологическом модуле карусельного типа позволит эффективно осуществлять переход от изготовления одного изделия к другому, повысить гибкость технологического сборочного процесса и возможность одновременной сборки двух-трех модификаций базового изделия.

Технологическую сборочную линию можно составить, к примеру, из двух предложенных модулей карусельного типа.

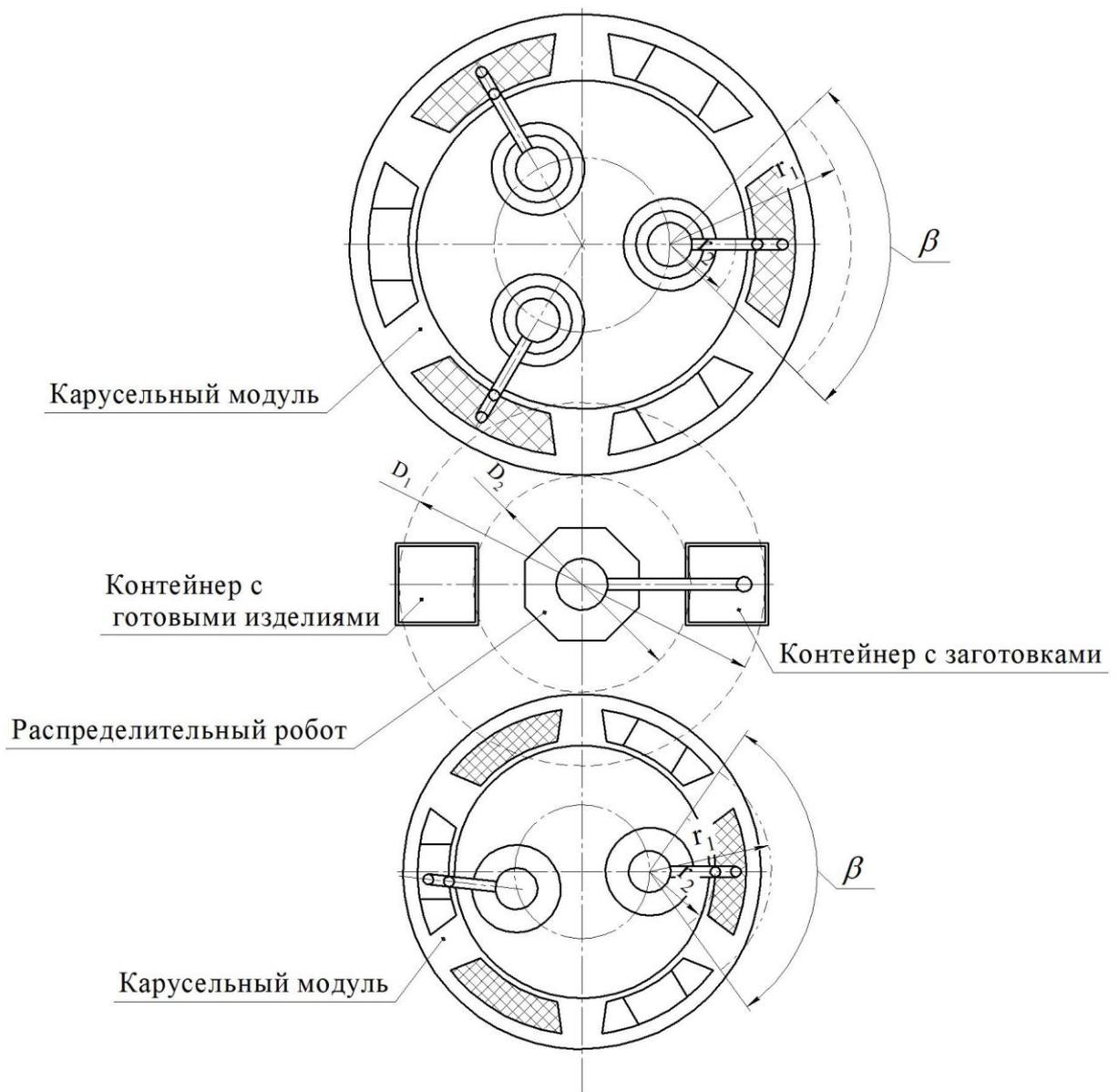


Рис.2. Схема роботизированной технологической линии

На рисунке 2 представлена схема, иллюстрирующая такую сборочную линию. Между двумя, в частности для примера, различными по габаритам роботизированными модулями карусельного типа установлен распределительный робот, угол поворота манипулятора которого – 360 градусов, и его функции заключаются в перемещении заготовок и собранных изделий в пределах своей рабочей зоны относительно двух модулей. На данном рисунке указаны: D_1 – максимальный диапазон перемещения захватного устройства и D_2 – минимальный диапазон перемещения захватного устройства. Справа от распределительного

модуля расположен, например, контейнер с заготовками, а слева – контейнер с готовыми изделиями. Стоит отметить, что внутри каждого модуля можно применять различные модели роботов с различными захватными устройствами.

Выводы

Таким образом, данный метод организации сборочной линии с использованием технологических модулей карусельного типа позволяет повысить гибкость сборочного процесса, обеспечивая в том числе и сборку одновременно несколько модификаций собираемого изделия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Сырецкий Г. А. Робототехника и автоматизация производства: современное состояние. Интерэкспо Гео-Сибирь. 2017. С. 24-29.
- [2] Николаев В.В. Повышение гибкости роботизированных сборочных линий многономенклатурного производства оптических приборов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. СПбГУ ИТМО, 2018. Режим доступа: https://viewer.rusneb.ru/ru/000199_000009_008700118?page=1&rotate=0&theme=white, свободный. Яз. рус. (дата обращения: 26.11.2020).
- [3] Сандрин К. Индустрия 4.0: новые вызовы и возможности для рынка труда. Форсайт. 2017. С. 6-8.
- [4] Makris S., Michalos G., Chryssolouris RFID driven robotic assembly for random mix manufacturing. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2012. 28. pp. 359–365.
- [5] Papakostas N., Michalos G., Makris S., Zouzias G., Chryssolouris D. Industrial applications with cooperating robots for the flexible assembly. International Journal of Computer Integrated Manufacturing. 2011. 24. pp. 650-660.
- [6] Makris S., Michalos G., Eytan A., Chryssolouris G. Cooperating Robots for Reconfigurable Assembly Operations: Review and Challenges. Procedia CIRP. 2012. 3. pp. 346–351.
- [7] Медунецкий В.М., Николаев В.В., Яблочников Е.И. Комплексный подход к повышению гибкости роботизированных сборочных линий малогабаритных изделий. Современное машиностроение : Наука и образование. 2019. С.498-510.
- [8] Кабалдин Ю.Г. Шатагин Д.А. Аносов М.С. Кузьмишина А.М. Интеллектуальное управление технологическими системами в условиях цифрового производства. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. С. 3-12.

- [9] Victor C., Marc M., Bernat G., Rafael P. Autonomous stock counting based on a stigmergic algorithm for multi-robot systems. Computers in industry. 2020.
- [10] M. Morenza-Cinos, V. Casamayor-Pujol, J. Soler-Busquets, J.L. Sanz, R. Guzman, R. Pous. Development of an RFID inventory robot (AdvanRobot). Springer. 2017.pp. 387-417.
- [11] Бондарева Н.Н. Состояние и перспективы развития роботизации: в мире и России. МИР (Модернизация. Инновации. Развитие). 2016. 3. С. 49–57.
- [12] Козырев Ю.Г. Гибкие производственные системы. Справочник: справочное издание. М.: КНОРУС, 2017. 364 с.
- [13] Medunetskiy V., Nikolaev V. The way to expand the operation area for robot manipulators to increase flexibility of process lines . Journal of Physics. 2019. 1210. pp. 012–093
- [14] Медунецкий В.М., Николаев В.В. Метод расширения рабочей зоны манипулятора робота и повышения гибкости технологических линий. Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2018. 4. С. 377–379.
- [15] Медунецкий В.М., Падун Б.С., Николаев В.В. Особенности проектирования захватных устройств для повышения гибкости автоматизированных и роботизированных технологических линий приборостроительных производств. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2017. 6. С. 1123–1132.
- [16] Амиров Ф.Г. Некоторые особенности повышения производительности автоматических линий. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. С. 18-23.
- [17] Городецкий В.И. Поведенческие модели кибер-физических систем и групповое управление: основные понятия. Известия Южного федерального университета. Технические науки. 2019. С. 144-162.
- [18] Мокаева А.А., Серебряный В.В., Лапин Д. В. Повышение производительности труда за счет применения трансформируемой сборочной системы с использованием коллаборативной робототехники. Известия Южного федерального университета. Технические науки. 2019. С. 92-101.
- [19] Варабин Д. А. Подход к проектированию робототехнических комплексов. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. С. 48-55.

INCREASING THE FLEXIBILITY OF ROBOTIC ASSEMBLY LINES DUE TO THE USING OF A CAROUSEL-TYPE PROCESS MODULE

¹ITMO University, Russia;

²OOO“Ferrum”, Russia;

³ITMO University, Russia;

Abstract

The analysis of methods of the organization of technological assembly lines and their features is carried out. Modern methods of increasing the flexibility of robotic assembly lines are described, including for components and parts with complex configurations with different weight and size characteristics. A method for increasing technological flexibility through organizational, technical, and design capabilities is proposed. The essence of the method is the use of a special technological assembly module of the carousel type and a robotic processing line. The peculiarity of the proposed method is the use of two toroidal tables located on top of each other, the upper and lower tables can rotate around a common axis independently in different directions and at different speeds. Due to the technological holes located in the upper table, robots which installed along the perimeter of the inner diameter have access to both tables at once.

Key words: robotic assembly lines, flexibility of technological systems, robot manipulators, assembly technology module, gripping devices, robotization, assembly operations

REFERENCES

- [1] Syretsky G. A. Robotics and automation of production: the current state. Interexpo Geo-Siberia. 2017. pp. 24-29.(rus.)
- [2] Nikolaev V. V. Increasing the flexibility of robotic assembly lines for multi-product production of optical devices. Dissertation for the PHD degree in Technical Sciences St. Petersburg State University ITMO, 2018. Access mode: https://viewer.rusneb.ru/ru/00199_000009_008700118?page=1&rotate=0&theme=white, free. access,(rus.) (accessed: 26.11.2020).
- [3] Sandrine K. Industry 4.0: new challenges and opportunities for the labor market. Foresight. 2017. pp. 6-8. (rus.)

- [4] Makris S., Michalos G., Chryssolouris RFID driven robotic assembly for random mix manufacturing. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2012. 28. pp. 359–365.
- [5] Papakostas N., Michalos G., Makris S., Zouzias G., Chryssolouris D. Industrial applications with cooperating robots for the flexible assembly. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*. 2011. 24. pp. 650-660.
- [6] Makris S., Michalos G., Eytan A., Chryssolouris G. Cooperating Robots for Reconfigurable Assembly Operations: Review and Challenges. *Procedia CIRP*. 2012. 3. pp. 346–351.
- [7] Medunetsky V. M., Nikolaev V. V., Yablochnikov E. I. A comprehensive approach to increasing the flexibility of robotic assembly lines for small-sized products. *Modern mechanical engineering : Science and Education*. 2019. pp. 498-510. (rus.)
- [8] Kabaldin Yu. G. Shatagin D. A. Anosov M. S. Kuzmishina A.M. Intellectual management of technological systems in the conditions of digital production. *News of higher educational institutions. Mechanical engineering*. 2020. pp. 3-12. (rus.)
- [9] Victor C., Marc M., Bernat G., Rafael P. Autonomous stock counting based on a stigmergic algorithm for multi-robot systems. *Computers in industry*. 2020.
- [10] M. Morenza-Cinos, V. Casamayor-Pujol, J. Soler-Busquets, J.L. Sanz, R. Guzman, R. Pous. Development of an RFID inventory robot (AdvanRobot). Springer. 2017. pp. 387-417.
- [11] Bondareva N. N. State and prospects of robotization development: in the world and Russia. *MIR (Modernization. Innovation. Development)*. 2016. 3. pp. 49-57. (rus.)
- [12] Kozyrev Yu. G. Flexible production systems. Reference book: reference edition. Moscow: KNORUS, 2017. 364 p.(rus.)
- [13] Medunetskiy V., Nikolaev V. The way to expand the operation area for robot manipulators to increase flexibility of process lines. *Journal of Physics*. 2019. 1210. pp. 012–093.
- [14] Medunetsky V. M., Nikolaev V. V. Method of expanding the working area of the robot manipulator and increasing the flexibility of technological lines. *News of higher educational institutions. Instrumentation*. 2018. 4. pp. 377-379. (rus)
- [15] Medunetsky V. M., Padun B. S., Nikolaev V. V. Design features of gripper devices for increasing the flexibility of automated and robotic technological lines of instrument-making industries. *Scientific and Technical Bulletin of Information Technologies, Mechanics and Optics*. 2017. 6. pp. 1123-1132.

- [16] Amirov F. G. Some features of increasing the productivity of automatic lines. News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2020. pp. 18-23. (rus)
- [17] Gorodetsky V. I. Behavioral models of cyber-physical systems and group management: basic concepts. Proceedings of the Southern Federal University. Technical sciences. 2019. pp. 144-162. (rus)
- [18] Mokaeva A. A., Serebrenny V. V., Lapin D. V. Improving labor productivity with a transformable assembly system using collaborative robotics. Proceedings of the Southern Federal University. Technical sciences. 2019. pp. 92-101. (rus)
- [19] Varabin D. A. Approach to the design of robotic systems. Proceedings of the Tula State University. Technical sciences. 2019. pp. 48-55. (rus)

УДК 621.867.253

К. А. Нуждин¹, И.И. Калапышина²

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ РАЗДЕЛЕНИЯ СТЕКЛЯННОЙ ТАРЫ ДЛЯ РОБОТИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА



¹ Нуждин Константин Андреевич

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования «Национальный
исследовательский университет ИТМО»

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (911) 779-8172, E-mail: nuzhdink@yandex.ru



² Калапышина Ирина Ивановна,

Санкт-Петербургский филиал ФГБУН Института земного
магнетизма, ионосферы и распространения радиоволн им.
Н.В.Пушкова РАН

² Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования «Национальный
исследовательский университет ИТМО»

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (911) 713-7772, E-mail: weir521@yandex.ru.

Аннотация

В работе рассмотрен робототехнический комплекс депаллетирования стеклянной тары, работающий в составе автоматической линии упаковки пищевой продукции. Описываемый робототехнический комплекс и оригинальный метод разделения тары позволяет в автоматическом режиме выделять ряд из слоев тары, стоящих на транспортных паллетах. В результате применения разработанного метода разделения тары, увеличивается производительность и полностью исключается влияние человеческого фактора.

Ключевые слова: робототехнический комплекс, стеклянная тара, депаллетирование, конвейер, автоматическая линия

Введение

В современной пищевой промышленности [1, 2, 3] достаточно широко используется стеклянная тара. В технологическом процессе упаковки готовой продукции существует проблема формирования ряда тары из слоя, для подачи в автоматические линии упаковки продукции. Проблема обусловлена способом транспортировки стеклотары поставщиками. Стеклотара доставляется на паллетах стандартных размеров, она организована слоями (10 - 13 слоев), в каждом из которых размещено 13x15 штук, между слоями располагают листы или поддоны из картона для устойчивости слоев тары. На рис. 1(a) показан паллет из трех слоев тары разделенных картоном.

На рис. 1(b) показан внешний вид разработанного робототехнического комплекса. Робот-манипулятор с помощью вакуумного захватного устройства перемещает слой тары с одной из паллет на соответствующий накопительный конвейер. Далее тара поступает на отводящий конвейер с помощью устройства разделения.

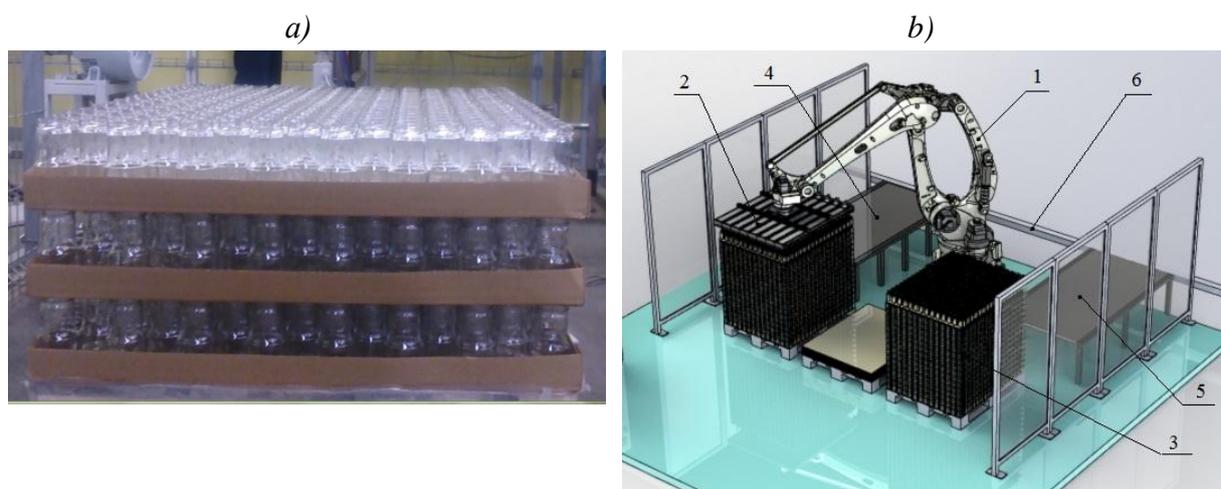


Рис. 1. Паллета со слоями тары а), разработанный робототехнический комплекс б) [9,10], где: 1 – робот-манипулятор, 2 – захватное устройства для слоя тары, 3 – паллета со слоями тары, 4,5 – накопительные конвейеры, 6 – отводящий конвейер

Одна из главных задач заключается в том, что, для подачи тары в автоматические упаковочные линии, ее необходимо выделить из слоев и подать «шеренгой» на узкий однорядный конвейер. В настоящее время существуют различные способы разделения тары Таблица 1. Однако ни одно из существующих решений не может быть использовано в данной автоматизированной ячейке. Основными причинами являются стесненные габариты, выделенные под размещение всего робототехнического комплекса, необходимость минимизировать стоимость комплекса и исключить человеческий фактор.

Таблица 1. Аналоги устройств разделения [11,12,13,14,15]

	Наименование	Изображение системы разделения тары
1	Устройство разделения тары полуавтоматическое	
2	Система разделения компании «DillinAutomation» (DillinAutomation)	
3	Система разделения компании «Australis Engineering» (AustralisEngineering)	
4	Система разделения компании «Ska Fabricating» (SkaFabricating)	

Системы п. 2 и п. 3 имеют высокую производительность, однако не подходят из-за больших габаритных размеров. Система п. 4 имеет малые габариты, но низкую производительность, хорошо заметную в наличие зазоров между отводимой тарой.

Таким образом, для решения задачи депаллетизации стеклянной тары в описываемом робототехническом комплексе наилучшим образом подходит устройство разделения полуавтоматическое п. 1.

В результате, для решения задачи, было решено использовать принцип разделения тары на основе аналога [12] с изменением формы стола с круглого на прямоугольный и конструированием системы которая полностью исключает человеческого фактора.

Синтез системы депаллетизации стеклянной тары для робототехнического комплекса

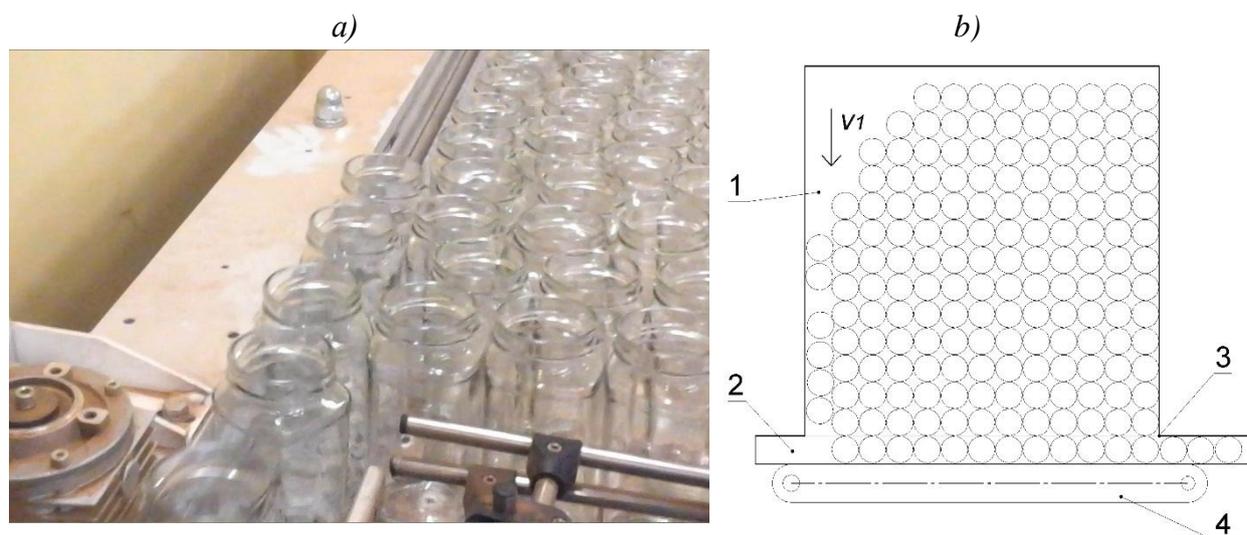


Рис. 2. Установка разделения: а) – внешний вид; б) – схема принципиальная, где: 1- накопительный конвейер, 2-отводящий конвейер, 3-разделительное устройство, 4- боковой конвейер

На рисунке 2, (б) представлена принципиальная схема разработанной системы депаллетизации стеклянной тары (далее система DP-3) где накопительный конвейер 1 принимает депаллетизируемую тару слоями 12x12 штук по мере продвижения по отводящему конвейеру 2. Разделительное устройство 3 представляет собой жесткий упор с углом 90 градусов. Для увеличения усилия на выходе с накопительного на отводящий конвейер, установлен боковой конвейер 4.

Движение единицы тары на этапе отводящего конвейера можно разделить на два движения, одно из которых поступательное, а другое – вращательное (сложное движение системы).

Вращательное движение, характеризуемое углом поворота φ , является следствием сил действующих на единицу тары. Учитывая, что сила трения $F_{тр2}$ – между дном единицы тары и отводящим конвейером во много меньше чем сила трения $F_{тр4}$ между боковой поверхностью тары и боковым конвейером $F_{тр2} \ll F_{тр4}$, что является важной конструктивной особенностью описываемой системы DP-3, можно сделать вывод, что тара прокатывается по боковому конвейеру, испытывая на себе давление - P со стороны слоев

единиц тары находящихся на накопительном конвейере. Непостоянная величина силы P , приводит к прокручиванию тары на конвейере, тем интенсивней, чем более близка к окружности единица тары [4, 5, 6, 7].

Критической зоной является выход из конвейера, где тара соприкасается с разделительным устройством, и в некоторых случаях, может произойти заклинивание. Вероятность заклинивания уменьшается с изменением формы тары к примеру на многогранники [8,9,10].

Результаты и обсуждение

Результаты сравнения основных характеристик аналога и системы DP-3 представлены в таблице 2.

Таблица 2. Сравнительная таблица аналога и системы DP-3

		Производительность	Габариты	Надежность	Стоимость	Минимизация человеческого фактора
1	Устройство разделения тары полуавтоматическое	●●●●●	●●●●●	●●●●○	●●●●●	○○○○○
2	Система депаллетизации DP-3	●●●●●	●●●●●	●●●●○	●●●●○	●●●●●

Разработанная система имеет низкую стоимость и позволяет депаллетировать тару с высокой производительностью и надежностью, а главное, позволяет использовать систему в составе роботизированного комплекса, т.к. является автоматической системой, исключая человеческий фактор.

Заключение

На базе проведенного исследования аналогов существующих систем депаллетизации был разработан уникальный метод депаллетизации. Он позволяет полностью автоматизировать подготовку тары и объединить в единый робототехнический комплекс (рис. 1(b)).

Разработанный робототехнический комплекс был реализован на промышленном предприятии в процессе пищевого производства.

В дальнейшем планируется усовершенствование метода депаллетизации с точки зрения сокращения времени движения тары по конвейеру, что повысит производительность и исключит возможность заклинивания тары на выходе из конвейера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Boso, D.P., Braga, T., Ravasini S., An integrated DEM–FEM approach to study breakage in packing of glass cartridges on a conveyor belt, *Granular Matter* (2020) Volume 22, Issue 4, 1 November 2020, pp 73-89.
- [2] Mans, J. Contract packing carbonated beverages, *Packaging Digest* Volume 48, Issue 2, February 2011, pp 30-32
- [3] Богоявленский А.В., Храмов И.М., [Электронный ресурс] // Транспортные и грузозачерпывающие устройства автоматизированного производства; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. — Екатеринбург : Издательство Уральского университета, 2020. — 172 с. -Свободный доступ в сети Интернет.- <https://elar.urfu.ru/handle/10995/94363>
- [4] Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др, Под общ. ред. Ю. А. Пертена. Л.; Конвейеры; Справочник / Машиностроение, Ленингр, отд-ние, 1984. 367 с ил.
- [5] Kalapyshina, I.I., Perechesova, A.D., Nuzhdin, K.A., Musalimov, V.M., Zamoruev, G.B. Modeling of mechatronic systems in MATLAB (Simulink/Simmechanics), 26th European Modeling and Simulation Symposium, EMSS 2014, с. 106-111
- [6] Nuzhdin, K.A., Musalimov, V.M., Kalapyshina, I.I., Modelling of nonlinear dynamic of mechanic systems with the force tribological interaction, 2015, *Tribology in Industry* 37(3), pp. 360-365
- [7] Кожушко Г.Г., Лукашук О.А, Расчет и проектирование ленточных конвейеров, Министерство образования и науки Российской Федерации, Уральский федеральный университет. — Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2016. — 232 с.
- [8] Bock, F., Bruhn, H. Case study on scheduling cyclic conveyor belts, *Omega* (United Kingdom), Volume 102, July 2021, Article number 102339
- [9] Yang, C., Bu, L., Chen, B., Energy modeling and online parameter identification for permanent magnet synchronous motor driven belt conveyors, *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation* Volume 178, June 2021, Article number 109342
- [10] Tojiyev, R., Isomidinov, A., Alizafarov, B. Strength and fatigue of multilayer conveyor belts under cyclic loads, *Turkish Journal of Computer and Mathematics Education* Открытый доступ Volume 12, Issue 7, 19 April 2021, PP 2050-2068
- [11] Илющенко Г.В., Конвейерные системы, Труды XII Международной научно-технической конференции, 2019 Издательство: Национальный

исследовательский Томский политехнический университет (Томск),
стр. 102-104

- [12] Adjustable topguide assembly for air driven conveyor, Steven S. Gentile, Michael J. Gladieux, Stephen L. Cechner [txt]: patent № US 6,843,367 B1, United States, Date of Patent Jan. 18, 2005
- [13] The applicant listed for this patent is Ska Fabricating Inc.. Invention is credited to Brian Cronin, N. Lemmer, D.Lowrey [txt]: patent №17/014840 A1 United States, Date of Patent 2021-03-11
- [14] EZY-Change Mk2 Guide Rails [txt]: patent №: 2015100359, Australis Engineering Pty Limited 2018.
- [15] Жавнер В.Л., Чжао Вэнь Исследование мехатронной системы дозирования сыпучих продуктов малыми дозами [Электронный ресурс] // Материалы 7-й Международной научно-практической конференции Современное машиностроение. Наука и образование: ММЕSE-2018–СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. –с. 410-419. - Свободный доступ в сети Интернет.-<https://elib.spbstu.ru/dl/2/k18-2.pdf/download/k18-2.pdf>

К.А. Nuzhdin¹, I.I.Kalapyshina²

DEVELOPMENT OF A GLASS CONTAINER SEPARATION SYSTEM FOR A ROBOTIC COMPLEX

¹ ITMO University, Russia;

² St. Petersburg Branch of the Pushkov Institute of Terrestrial Magnetism, Ionosphere and Radio Wave Propagation, Russian Academy of Sciences Russia.

² ITMO University, Russia;

Abstract

The paper considers an original robotic complex for depalletizing glass containers, which works as part of an automatic food packaging line. The described robotic complex and the original method of container separation allows you to automatically select a number of layers of containers standing on transport pallets. As a result of the application of the developed method of container separation, productivity increases and the influence of the human factor is completely excluded.

Key words: robotic complex, glass container, depalletirovanie, conveyor, automatic line

REFERENCES

- [1] Boso, D.P., Braga, T., Ravasini S. An integrated DEM–FEM approach to study breakage in packing of glass cartridges on a conveyor belt, *Granular Matter* (2020) Volume 22, Issue 4, 1 November 2020, pp 73-89.
- [2] Mans, J. Contract packing carbonated beverages, *Packaging Digest* Volume 48, Issue 2, February 2011, pp 30-32
- [3] Bogoyavlensky A.V., Khramov I. M., [Electronic resource] // Transport and loading devices of automated production; Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin. - Yekaterinburg: Ural University Press, 2020. - 172 p. - Free access to the Internet.- <https://elar.urfu.ru/handle/10995/94363> (rus)
- [4] R. A. Volkov, A. N., Gnutov, V. K. Dyachkov, and others, Under the general editorship of Yu. A. Pertena. L.; *Conveyors: Handbook / Mashinostroenie*, Leningr, otd-nie, 1984. 367 p. s. il. (rus)
- [5] Kalapyshina, I.I., Perechesova, A.D., Nuzhdin, K.A., Musalimov, V.M., Zamoruev, G.B. Modeling of mechatronic systems in MATLAB (Simulink/Simmechanics), 26th European Modeling and Simulation Symposium, EMSS 2014, pp. 106-111
- [6] Nuzhdin, K.A., Musalimov, V.M., Kalapyshina, I.I., Modelling of nonlinear dynamic of mechanic systems with the force tribological interaction, 2015, *Tribology in Industry* 37(3), pp. 360-365
- [7] Kozhushko G. G., Lukashuk O. A., Calculation and design of belt conveyors, Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Ural Federal University. - Yekaterinburg: Ural University Press, 2016. - 232 p (rus)
- [8] Bock, F., Bruhn, H. Case study on scheduling cyclic conveyor belts Omega (United Kingdom), Volume 102, July 2021, Article number 102339
- [9] Yang, C., Bu, L., Chen, B., Energy modeling and online parameter identification for permanent magnet synchronous motor driven belt conveyors, *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation* Volume 178, June 2021, Article number 109342
- [10] Tojiyev, R., Isomidinov, A., Alizafarov, B. Strength and fatigue of multilayer conveyor belts under cyclic loads, *Turkish Journal of Computer and Mathematics Education* Открытый доступ Volume 12, Issue 7, 19 April 2021, pp 2050-2068
- [11] Ilyushchenko G. V., Conveyor systems, Proceedings of the XII International Scientific and Technical Conference, 2019 Publishing House:

- National Research Tomsk Polytechnic University(Tomsk), pp. 102-104 (rus)
- [12] Adjustable topguide assembly for air driven conveyor, Steven S. Gentile, Michael J. Gladieux, Stephen L. Cechner [txt]: patent № US 6,843,367 B1, United States, Date of Patent Jan. 18, 2005
- [13] The applicant listed for this patent is Ska Fabricating Inc.. Invention is credited to Brian Cronin, N. Lemmer, D.Lowrey [txt]: patent №17/014840 A1 United States, Date of Patent 2021-03-11
- [14] EZY-Change Mk2 Guide Rails [txt]: patent №: 2015100359, Australis Engineering Pty Limited 2018.
- [15] Zhavner V. L., Zhao Wen Issledovanie mechatronic system of dosing of bulk products with small doses [Electronic resource] // Materials of the 7th International Scientific and Practical Conference Modern Mechanical Engineering. Science and Education: MMESE-2018-St. Petersburg: Polytechnic University Publishing House. un-ta, 2018. - pp. 410-419. - Free access to the Internet.- <https://elib.spbstu.ru/dl/2/k18-2.pdf/download/k18-2.pdf>

УДК 004.05

А. В. Попков¹, А. В. Бахшиев²

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ РАСПОЗНАВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ЖЕСТОВ ДЛЯ УСТРОЙСТВ, СОДЕРЖАЩИХ ИНЕРЦИАЛЬНЫЙ МОДУЛЬ (IMU)



¹ Артём Васильевич Попков,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: temka.911@mail.ru



² Александр Валерьевич Бахшиев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
E-mail: palexab@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрен вопрос разработки системы распознавания динамических жестов как средства взаимодействия между роботом и человеком посредством жестового интерфейса. Предлагается система классификации динамических жестов для использования с устройствами ввода, содержащими, хотя бы, один инерциальный модуль (IMU). Классификация жестов производится на основе характерных признаков функций кривизны перемещений, параметризованных по времени. В качестве функций кривизны выступают параметризованные кривые абсолютных ускорений. На основе выделенных характерных признаков производится обучение классификаторов машинного обучения, которые и производят распознавание жеста. Система распознавания жестов с различными классификаторами (kNN и DT), обученная на основе реальных данных, снятых с устройства ввода с инерциальным модулем, показала высокую эффективность распознавания жестов.

Ключевые слова: жестовый интерфейс, человеко-машинное взаимодействие, распознавание жестов, машинное обучение, инерциальные измерительные модули.

Введение

В настоящее время концепция взаимодействия человека и робота вызывает множество исследовательских интересов. Совместная работа робота и человека может освободить его от тяжелых задач с помощью вспомогательных роботов или робототехнических систем, если будет установлен эффективный способ взаимодействия между людьми и роботами. Несмотря на то, что поиск наиболее эффективного способа взаимодействия между роботом и человеком ведется до сих пор, жестовые интерфейсы уже эффективно используются для взаимодействия между людьми и компьютерными системами [1].

Жестовые интерфейсы могут применяться совместно с биотехническими и интерактивными робототехническими системами. Чаще всего их используют в интерактивных системах с супервизорным управлением, когда оператор при помощи жестов дает целеуказания системе, которая в последствие выполняет то или иное действие в автономном режиме.

Спектр решаемых задач супервизорного управления, где может использоваться жестовый интерфейс довольно широк. Например, жестовые интерфейсы часто применяются для супервизорного управления мобильными роботами [2, 3], управления промышленными роботами [4, 5], управления роем роботов [6] и т.д.

Жестовые интерфейсы также могут применяться совместно с системами с биотехническим управлением (в командном, копирующем и полуавтоматическом режимах). Предполагается, что биотехническое управление осуществляется при помощи тех же устройств ввода, которые используются для распознавания жестов. В таком случае, человек-оператор, при помощи жестов, инициирует этапы начала и окончания биотехнического управления.

Жестовые интерфейсы можно разделить по категориям на основе того, какое устройство ввода используется для определения жестов [7]:

- ввод на основе носимых датчиков (датчики при этом могут быть установлены в различные устройства: перчатку, кольцо, браслет и т.д.);
- ввод на основе сенсорных устройств (сенсорный экран, стилус и т.д.);
- ввод на основе компьютерного зрения;

В данной работе внимание акцентируется только на категории жестовых интерфейсов с носимыми устройствами ввода, а именно с

устройствами содержащими, хотя бы, один инерциальный модуль (IMU). В качестве примеров таких устройств можно привести: киберперчатку [8], браслет [9], инерциальный костюм [10], кольцо [11], различные пульта и т.д.

Алгоритмы распознавания жестов

С точки зрения системы распознавания, жест – это некоторый сегмент из общего потока данных, который необходимо выделить и распознать. Под динамическими жестами, для устройств ввода с инерциальными модулями, обычно, понимают процессы движения самих устройств ввода в пространстве. В зависимости от алгоритма распознавания жестов, в качестве данных о движениях могут использоваться: только акселерометр [12], только гироскоп [13], акселерометр, гироскоп и другие датчики [14].

В общем же случае все жесты можно разделить на статичные (человек принимает какую-то определенную позу) и динамические (предполагают наличие движений конечностей человека) [15].

Если для определения статичных жестов достаточно моментального состояния системы, то для распознавания динамических жестов необходимо выделить из общего потока данных некоторый сегмент и классифицировать его.

Существует несколько способов выделения (сегментации) динамической части жеста из общего потока данных, самые распространенные из них: сегментация по триггеру [16] и сегментация со скользящим окном [17]. После выделения сегмента данных необходимо распознать, к какому жесту он относится.

Исследовательских работ по различным алгоритмам распознавания жестов, как и самих алгоритмов довольно много. Самые распространенные способы распознавания жестов: с использованием скрытых марковских моделей (НММ) и цепей (НС) [18], с использованием алгоритма динамической трансформации временной шкалы (DTW) [14], с использованием различных классификаторов машинного обучения [19], в том числе с использованием классификаторов на основе различных нейронных сетей [12] и т.д.

Так как динамические жесты представляют собой ничто иное, как временные ряды с присущей пространственно-временной изменчивостью, то все рассмотренные алгоритмы работают по принципу определения их подобия или классификации. В зависимости от реализации алгоритмов, в качестве анализируемых временных рядов используются данные о траекториях движений, линейных или угловых скоростях, локальных или абсолютных ускорениях и т.д.

У каждого рассмотренного алгоритма свои особенности и целевое применение. Однако, большинство из них, для классификации

динамических жестов, используют необработанные данные о угловой скорости [13] и ускорении [12] с инерциального модуля. Такие системы отличаются стабильностью распознавания жестов по сравнению с системами, классифицирующими жест по траекториям, в связи с тем, что инерциальные модули неспособны с достаточной точностью, без дополнительной компенсации, определять перемещения в пространстве.

С другой стороны при увеличении словаря доступных для определения жестов может возникнуть проблема: при большом количестве жестов или при их схожести система распознавания, на основе таких косвенных признаков как необработанные данные с инерциальных модулей, не сможет однозначно классифицировать жест или для этого потребуется достаточно большая обучающая выборка.

В данной работе была предпринята попытка решения обеих проблем, посредством использования в качестве классифицируемых данных функций кривизны, которые могут характеризовать общее поведение кривой перемещения в пространстве, но при этом могут быть скомпенсированы, тем самым увеличивая стабильность системы и максимальную длительность возможных для определения жестов.

Функция кривизны и характерные признаки

Как уже говорилось в данной работе было решено сравнивать движения в пространстве по кривизне линии перемещения.

В качестве функции кривизны может выступить кривая, образованная двойным дифференцированием изначального перемещения по каждой конкретной его оси с параметром в виде времени, что на самом деле является абсолютным ускорением при перемещении (формула (1)).

$$\begin{cases} K_x(t) = \frac{d^2 S_x(t)}{dt^2} = a_{abs_x}(t) \\ K_y(t) = \frac{d^2 S_y(t)}{dt^2} = a_{abs_y}(t) \\ K_z(t) = \frac{d^2 S_z(t)}{dt^2} = a_{abs_z}(t) \end{cases} \quad (1)$$

Для анализа и классификации перемещений можно исследовать всю функцию кривизны в целом, как отдельного временного ряда, например, при помощи сверточных нейронных сетей (CNN) [20]. В таком случае сверточная нейронная сеть, при ее обучении, сама выстроит иерархию абстрактных признаков классификации, фильтруя маловажные детали. Недостатком сверточных сетей является большая требуемая вычислительная мощность и обучающая выборка.

В данной работе в качестве признаков классификации было решено использовать некоторые параметры функции кривизны.

Функция кривизны может показать общее поведение отдельно взятой произвольной кривой. Из рис. 1 (а) можно видеть, что в линейных участках произвольно взятой кривой ее функция кривизны равна нулю, а в местах с наибольшим изгибом она принимает свое максимальное абсолютное значение. Также функция кривизны может показать наличие в изначальной кривой очень сильных изгибов или разрывов первого рода. На рис. 1 (в) показана реакция функции кривизны на разрыв первого рода.

Таким образом, из функции кривизны можно получить следующие параметры:

– Среднее значение \bar{K} или мода Mo_K функции кривизны или их абсолютные значения $|\bar{K}|$ или $|Mo_K|$. Данные параметры могут показать общее поведение кривой перемещения: если она близка к прямой, то значение параметров будет близко к нулю. В противном случае параметры будут иметь большие абсолютные значения.

– Максимальное абсолютное значение функции кривизны $|K|_{max}$ или разница между максимальным абсолютным значением и абсолютным значением среднего или моды $|K|_{max} - |\bar{K}|$ или $|K|_{max} - |Mo_K|$. Данные параметры покажут есть ли во временном ряде перемещения сильные изгибы или разрывы первого рода. Этот параметр необходим, если в движениях есть перемещения с резкими скачками или углами.

Для большей точности функция кривизны делится на N частей, каждая из которых будет иметь свои признаки. Чем больше количество делений будет иметь функция кривизны, тем больше будут выделяться признаки и тем больше можно будет добавить различных и близких друг к другу шаблонов движений. Для примера, рассматриваемые функции кривизны будут делиться на 10 частей. Примеры характерных признаков для рассмотренных кривых и их функций кривизны можно увидеть на рис. 1 (б) и (г).

Аналогичным образом выделяются признаки для функций кривизны перемещений, в качестве которых выступают значения абсолютных ускорений.

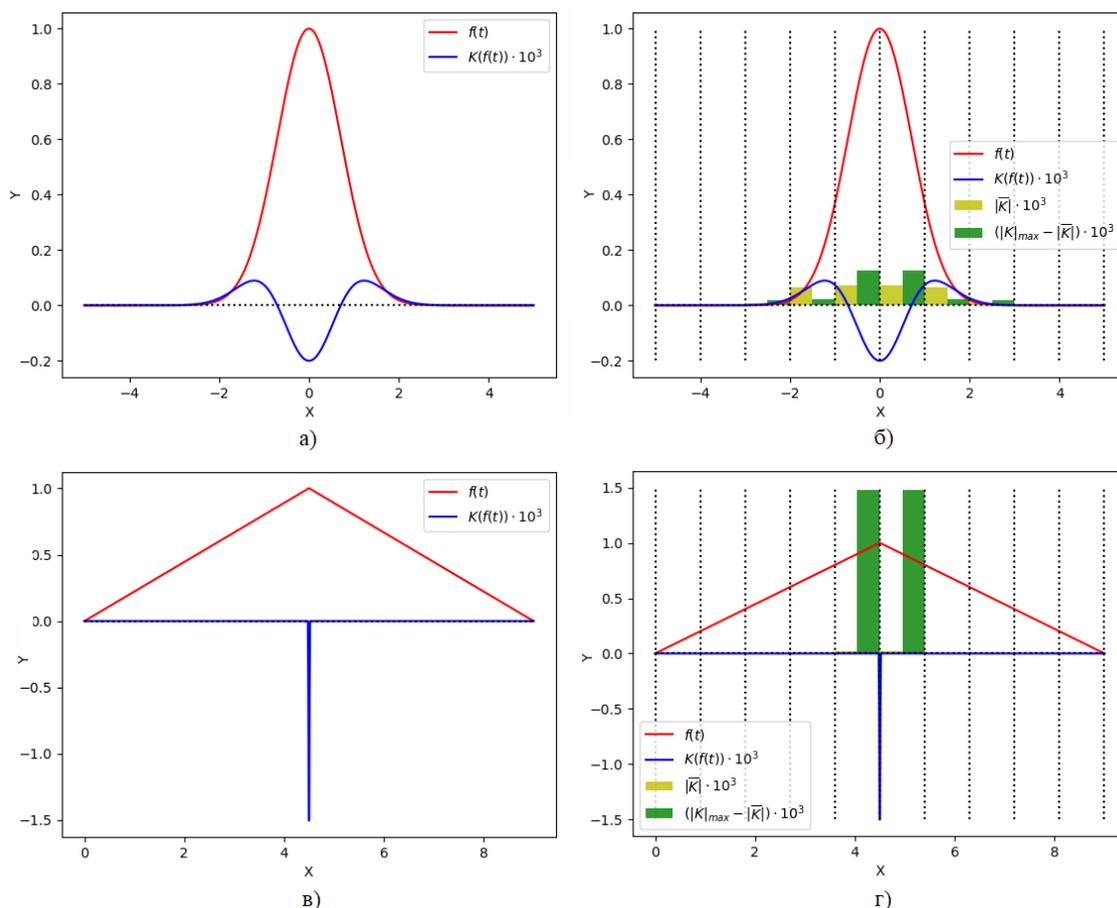


Рис. 1. а) Пример функции кривизны, образующейся от некоторой произвольной кривой (функция кривизны, для наглядности, увеличена в 10^3 раз); б) разделение произвольной кривой на 10 участков, в которых находятся характерные признаки; в) пример функции кривизны при разрыве первого рода изначальной кривой; г) признаки при разрыве первого рода

Определение абсолютных ускорений

Определить абсолютные значения ускорений при помощи инерциального модуля можно путем получения его ориентации в пространстве и поворота вектора локальных значений ускорений.

В данной работе определение ориентации инерциального модуля в пространстве осуществляется при помощи фильтра Маджвика [21] для инерциальных систем, включающих в себя акселерометр и гироскоп. Фильтр Маджвика, основанный на данных только с акселерометра и гироскопа, может дать довольно точные значения ориентации только для двух осей инерциальной системы, что достаточно для представленной системы распознавания жестов, т.к. в момент начала жеста (при осуществлении этапа сегментации) ставится локальная система координат, относительно которой отсчитываются новые значения ориентации.

Упрощенный фильтр Маджвика для инерциального модуля, включающего трех-осевой акселерометр и трех-осевой гироскоп, с силой тяжести, направленной вдоль оси z некоторой системы координат,

относительно которой отсчитываются ориентация, представлен формулами (2) - (8).

$${}^S_E \mathbf{q}^{(n)} = {}^S_E \mathbf{q}^{(n-1)} + {}^S_E \dot{\mathbf{q}}^{(n)} \Delta t \quad (2)$$

$${}^S_E \dot{\mathbf{q}}^{(n)} = {}^S_E \dot{\mathbf{q}}_{\omega}^{(n)} - \beta {}^S_E \hat{\mathbf{q}}_{\epsilon}^{(n)} \quad (3)$$

$${}^S_E \dot{\mathbf{q}}_{\omega}^{(n)} = \frac{1}{2} {}^S_E \mathbf{q}^{(n-1)} \otimes {}^S \boldsymbol{\omega}^{(n)} \quad (4)$$

$${}^S_E \hat{\mathbf{q}}_{\epsilon}^{(n)} = \frac{\nabla f^{(n)}}{\|\nabla f^{(n)}\|} \quad (5)$$

$$\nabla f^{(n)} = J({}^S_E \mathbf{q}^{(n-1)})^T \mathbf{f}({}^S_E \mathbf{q}^{(n-1)}, {}^S \mathbf{a}^{(n)}) \quad (6)$$

$$\mathbf{f}({}^S_E \mathbf{q}, {}^S \mathbf{a}) = \begin{bmatrix} 2(q_2 q_4 - q_1 q_3) - a_x \\ 2(q_1 q_2 + q_3 q_4) - a_y \\ 2\left(\frac{1}{2} - q_2^2 - q_3^2\right) - a_z \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$J({}^S_E \mathbf{q}) = \begin{bmatrix} -2q_3 & 2q_4 & -2q_1 & 2q_2 \\ 2q_2 & 2q_1 & 2q_4 & 2q_3 \\ 0 & -4q_2 & -4q_3 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

где ${}^S_E \mathbf{q}^{(n)}$ – действующий кватернион, определяющий ориентацию контроллера относительно начала системы отсчета на текущей n итерации, для первой итерации ${}^S_E \mathbf{q}^{(0)} = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$; Δt – приращение времени между измерениями; ${}^S_E \dot{\mathbf{q}}^{(n)}$ – расчетная скорость изменения ориентации; ${}^S_E \dot{\mathbf{q}}_{\omega}^{(n)}$ – скорость изменения ориентации, измеренная гироскопом; ${}^S_E \hat{\mathbf{q}}_{\epsilon}^{(n)}$ – предполагаемая ошибка, полученная на основе измерений показаний с акселерометра, при помощи нее компенсируется возможная ошибка измерений гироскопа; β – коэффициент усиления фильтра, зависит от ошибки измерения нуля гироскопа; ${}^S_E \mathbf{q}^{(n-1)}$ – предыдущий результат оценки ориентации; ${}^S \boldsymbol{\omega}^{(n)} = [0 \ \boldsymbol{\omega}_x^{(n)} \ \boldsymbol{\omega}_y^{(n)} \ \boldsymbol{\omega}_z^{(n)}]$ – угловая скорость, измеренная трехосевым гироскопом на данной итерации, представляется в виде кватерниона, составленного из угловых скоростей в разных осях; $\nabla f^{(n)}$ – градиент целевой функции; ${}^S \mathbf{a}^{(n)} = [0 \ \mathbf{a}_x^{(n)} \ \mathbf{a}_y^{(n)} \ \mathbf{a}_z^{(n)}]$ – ускорение, измеренное с трехосевого акселерометра на данной итерации, представляется в виде кватерниона, составленного из ускорений в разных осях; \mathbf{f} – целевая функция; J – Якобиан целевой функции; q_1, q_2, q_3, q_4 – составляющие параметрического кватерниона ${}^S_E \mathbf{q}$; a_x, a_y, a_z – составляющие параметрического кватерниона ${}^S \mathbf{a}$.

При помощи кватерниона ${}^S_E \mathbf{q}^{(n)}$, полученного из формулы (2), необходимо вычислить значение глобального ускорения (формула (9)).

$$\begin{cases} {}^S \mathbf{a}_{global}^{(n)} = {}^S_E \mathbf{q}^{(n)} \otimes {}^S \mathbf{a}^{(n)} \otimes {}^S_E \mathbf{q}^{-1(n)} \\ \mathbf{a}_{global}^{(n)} = {}^S \mathbf{a}_{global}^{(n)} [1:3] \end{cases} \quad (9)$$

где $\mathbf{a}_{global}^{(n)}$ – мгновенное ускорение в глобальной системе координат, представленное в виде вектора $[\mathbf{a}_{global_x}^{(n)} \quad \mathbf{a}_{global_y}^{(n)} \quad \mathbf{a}_{global_z}^{(n)}]$.

Учитывая особенность ориентации глобальной системы координат, можно получить абсолютное значение ускорения, соответствующее совершаемым движениям, просто вычитая из z компоненты скалярное значение ускорения свободного падения \mathbf{g} (формула (10)).

$$\mathbf{a}_{abs}^{(n)} = [\mathbf{a}_{global_x}^{(n)} \quad \mathbf{a}_{global_y}^{(n)} \quad \mathbf{a}_{global_z}^{(n)} - \mathbf{g}] \quad (10)$$

где $\mathbf{a}_{abs}^{(n)}$ – мгновенное абсолютное ускорение в глобальной системе координат, представленное в виде вектора $[\mathbf{a}_{abs_x}^{(n)} \quad \mathbf{a}_{abs_y}^{(n)} \quad \mathbf{a}_{abs_z}^{(n)}]$.

Предварительная обработка абсолютных ускорений

Полученные по формулам (2)-(10) временные ряды (сегменты) абсолютных ускорений $\mathbf{a}_{abs}(\mathbf{t})$ могут иметь различную длительность и размерность (рис. 2 (а)). Для классификации сегментов их необходимо нормализовать (формулы (11)-(12)), а также уравнивать и сопоставить временные точки, сделать это можно при помощи интерполяции (формула (13)). Результат подобных преобразований можно увидеть на рис. 2 (б).

$$\mathbf{t}_{norm}(k) = \frac{\mathbf{t}(k) - \mathbf{t}(0)}{\mathbf{t}(M)}, \forall k = 0, \dots, M, \quad (11)$$

$$\mathbf{a}_{absnorm_i}(k) = \frac{\mathbf{a}_{abs_i}(k)}{\max(|\mathbf{a}_{abs_x}|_{max}, |\mathbf{a}_{abs_y}|_{max}, |\mathbf{a}_{abs_z}|_{max})}, \quad (12)$$

$$\forall k = \mathbf{t}(0), \dots, \mathbf{t}(M), \forall i = x, y, z$$

$$P = \text{linspace}(0, 1, Q)$$

$$\mathbf{a}_{absint_i}(\forall p \in P) = \text{interp}(P, \mathbf{t}_{norm}, \mathbf{a}_{absnorm_i}), \forall i = x, y, z \quad (13)$$

где M – количество точек измерения данных с инерциального модуля; $\mathbf{t}(k)$ – k -точка ряда данных о времени измерения; $\mathbf{t}_{norm}(k)$ – k -точка нормированного ряда данных о времени измерения; $\mathbf{a}_{abs_i}(k)$ – k -точка

временного ряда данных о абсолютном ускорении по i оси; $\mathbf{a}_{absnorm_i}(k)$ – k -точка нормированного временного ряда данных о абсолютном ускорении по i оси; Q – количество точек временной сетки интерполяции; P – множество из Q равноудаленных точек в диапазоне $[0, 1]$; $\mathbf{a}_{absint_i}(p)$ – p -точка интерполяции.

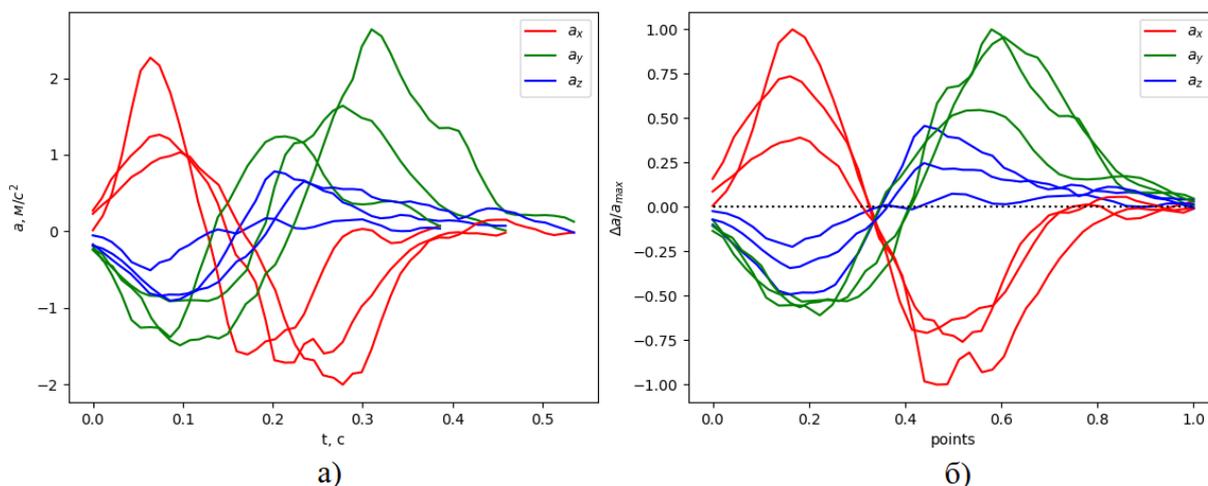


Рис. 2.: а) набор абсолютных ускорений, полученных с инерциального модуля при однотипных движениях; б) набор абсолютных ускорений после нормализации и интерполяции

Обучение, классификация и тестирование

В качестве основного алгоритма классификации был выбран метод ближайших соседей (kNN). Также, для сравнения, будет применен алгоритм классификации на основе решающих деревьев (DT).

При помощи устройства ввода с инерциальным модулем – перчатки, оснащенной сенсорами (рис. 3), были получены сегменты данных с инерциального модуля, которые при помощи формул (2)-(13) были преобразованы в абсолютные значения ускорений, а также нормализованы и подвергнуты интерполяции (рис. 4 (а), (б), (в), (г), (д)). Сегментация производилась по триггерам – статичным жестам, определяемым по данным с датчиков изгиба. Сегменты полученных ускорений соответствуют нескольким типам движений: прямая, круг, прямоугольник, треугольник, символ “V” и выступают в качестве функций кривизны K совершаемых перемещений параметризованных по времени. В общем случае было получено по 20 сегментов для каждого типа движения. Соответственно, общий набор данных для обучения и тестирования состоит из 100 сегментов.

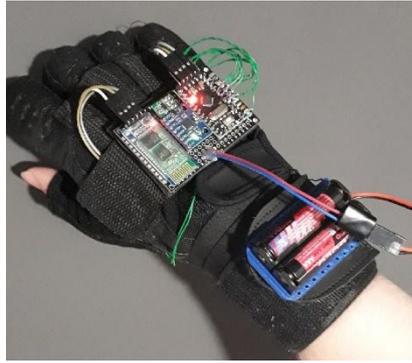


Рис. 3. Перчатка, оснащенная инерциальным модулем и датчиками изгиба

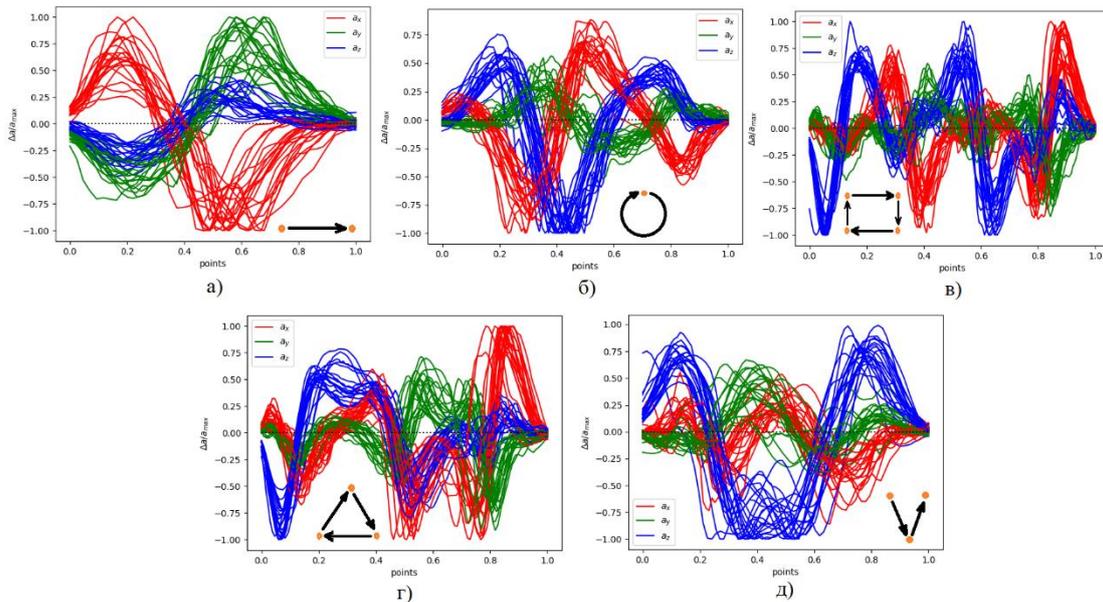


Рис. 4. Наборы сегментов абсолютных ускорений разных типов движений: а) прямая; б) круг; в) прямоугольник; г) треугольник; д) символ “V”

Каждый сегмент был разделен на N частей, для каждой из которых были найдены признаки: абсолютное значение среднего $|\bar{K}|$ и разница между абсолютным максимальным и абсолютным средним значением $|K|_{max} - |\bar{K}|$. Признаки были найдены для каждой из трех осей K_x, K_y, K_z . Общее количество признаков классификации равно $N \cdot 2 \cdot 3$. Каждому сегменту был присвоен числовой идентификатор типа движения, его значение является выходом классификатора, таким образом определяется принадлежность сегмента к конкретному движению.

Набор данных был разбит на две части: обучающую и тестовую, в соотношении один к одному. Было произведено обучение классификаторов на основе метода ближайших соседей (kNN) и метода решающих деревьев (DT) при различных значениях N , а также при наличии только трех, четырех и пяти движений при обучении и тестировании. Результаты ошибок классификации на обучающей и тестовой выборках можно увидеть в таблице 1.

Таблица 1. Результаты тестирования системы при различных условиях

Используемые движения		Количество делений K							
		$N = 1$		$N = 2$		$N = 3$		$N = 10$	
		kNN	DT	kNN	DT	kNN	DT	kNN	DT
	e_{train}	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	e_{test}	0.25	0.19	0.06	0.03	0.0	0.06	0.0	0.19
	e_{train}	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	e_{test}	0.36	0.38	0.02	0.02	0.0	0.05	0.0	0.07
	e_{train}	0.0	0.02	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	e_{test}	0.25	0.47	0.04	0.23	0.0	0.11	0.0	0.11

Из таблицы 1 можно видеть, что деления функций кривизны на 10 частей оказалось слишком много. Из-за большого количества признаков алгоритм классификации переобучился. Оптимальным количеством делений функции кривизны для данного количества движений является $N = 2$. Еще одной особенностью, которая следует из таблицы, является то, что ошибка на тестовых выборках при использовании метода решающих деревьев изменяется в довольно больших пределах, в зависимости от количества типов движений и количества делений. Такая ситуация возникает из-за того, что при изменении обучающей выборки структура решающего дерева (рис. 5) может перестроиться, в таком случае, классификация может производиться по абсолютно другим признакам. Использование метода решающих деревьев или схожих методов классификации повлияет на стабильность системы распознавания, если она подразумевает возможность расширение словаря жестов.

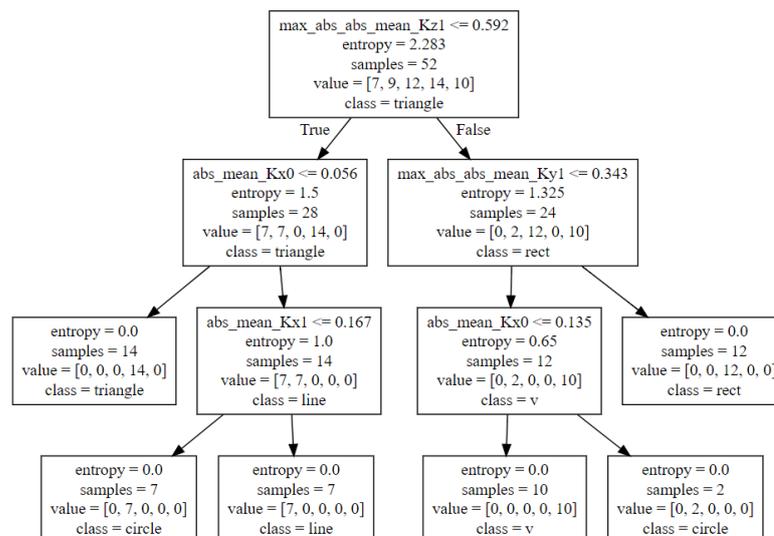


Рис. 5. Блок-схема решающего дерева для пяти типов движений, с количеством делений $N = 2$

Матрицы ошибок для kNN и DT классификаторов для случая с пятью типами движений и $N = 2$, построенные на основе тестовой выборки, можно увидеть на рис. 6 (а) и (б).

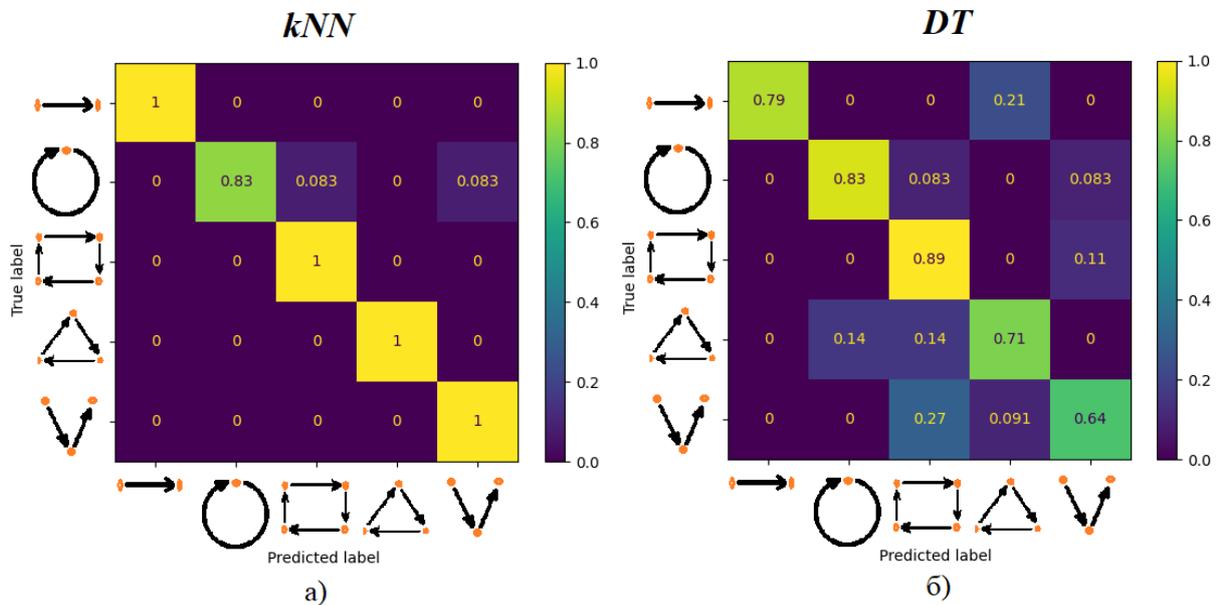


Рис. 6. Матрицы ошибок для случая с пятью типами движений и $N = 2$: а) классификатор на основе метода ближайших соседей (kNN); б) классификатор на основе метода решающих деревьев (DT)

Заключение

В рамках данной работы разработана система распознавания динамических жестов для устройств ввода, содержащих в себя инерциальный модуль. Система работает по принципу классификации движений по функциям кривизны параметризованных по времени перемещений. В качестве функций кривизны выступают абсолютные значения ускорений.

Произведена оценка работоспособности системы с использованием различных классификаторов машинного обучения. Система с классификатором на основе метода ближайших соседей (kNN) показала высокую эффективность распознавания представленных в работе жестов.

Подобная система распознавания динамических жестов может быть полезна для решения различных задач супервизорного и биотехнического управления робототехническими системами. Также система распознавания может быть полезна при использовании в системах виртуальной и дополненной реальности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Hongyi Liu, Lihui Wang. Gesture recognition for human-robot collaboration: A review // *International Journal of Industrial Ergonomics*. 2018. V. 68. P. 355.
- [2] S. Ahmed et al. Hand Gesture based Concept of Human - Mobile Robot Interaction with Leap Motion Sensor // *IFAC-PapersOnLine*. 2019. V. 52. P. 321.
- [3] Dajun Zhou et al. Use of human gestures for controlling a mobile robot via adaptive CMAC network and fuzzy logic controller // *Neurocomputing*. 2018. V. 282. P. 218.
- [4] José de Gea Fernández et al. Multimodal sensor-based whole-body control for human-robot collaboration in industrial settings // *Robotics and Autonomous Systems*. 2017. V. 94. P. 102.
- [5] V. Popov et al. Gesture-based Interface for Real-time Control of a Mitsubishi SCARA Robot Manipulator. // *IFAC-PapersOnLine*. 2019. V. 52. P. 180.
- [6] Mingxuan Chen et al. A multichannel human-swarm robot interaction system in augmented reality // *Virtual Reality & Intelligent Hardware*. 2020. V. 2. P. 518.
- [7] Yang LI et al. Gesture interaction in virtual reality // *Virtual Reality & Intelligent Hardware*. 2019. V. 84. P. 1.
- [8] Fang Bin et al. 3D human gesture capturing and recognition by the IMMU-based data glove // *Neurocomputing*. 2018. V. 277. P. 198.
- [9] Marco E. Benalcázar et al. Real-time hand gesture recognition using the Myo armband and muscle activity detection // *IEEE Second Ecuador Technical Chapters Meeting (ETCM)*. 2017.
- [10] Ryan Sers et al. Validity of the Perception Neuron inertial motion capture system for upper body motion analysis // *Measurement*. 2020. V. 149.
- [11] Lei Jing et al. Magic Ring: a self-contained gesture input device on finger // *Proceedings of the 12th International Conference on Mobile and Ubiquitous Multimedia*. 2013.
- [12] Renqiang Xie, Juncheng Cao. Accelerometer-Based Hand Gesture Recognition by Neural Network and Similarity Matching // *IEEE Sensors Journal*. 2016. V. 16. P. 4537.
- [13] Hobeom Han, Sang Won Yoon. Gyroscope-Based Continuous Human Hand Gesture Recognition for Multi-Modal Wearable Input Device for Human Machine Interaction // *Sensors*. 2019. V. 19.
- [14] Hari Prabhat Gupta et al. A Continuous Hand Gestures Recognition Technique for Human-Machine Interaction Using Accelerometer and Gyroscope Sensors // *IEEE Sensors Journal*. 2016. V. 16. P. 6425.

- [15] Mitra S., Acharya T. Gesture Recognition: A Survey // IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part C (Applications and Reviews). 2007. V. 37. P. 311.
- [16] Ari Y. Benbasat, Joseph A. Paradiso. An Inertial Measurement Framework for Gesture Recognition and Applications // Revised Papers from the International Gesture Workshop on Gesture and Sign Languages in Human-Computer Interaction. 2002.
- [17] Céline Jost et al. Real-Time Gesture Recognition Based On Motion Quality Analysis // ICST Transactions on e-Education and e-Learning. 2015. V. 2.
- [18] Hyeon-Kyu Lee, J.H. Kim. An HMM-Based Threshold Model Approach for Gesture Recognition // IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence. 1999. V. 21. P. 961.
- [19] Qifan Zhou et al. Design and Implementation of Foot-Mounted Inertial Sensor Based Wearable Electronic Device for Game Play Application // Sensors. 2016. V. 16. P. 1752.
- [20] Min-Cheol Kwon et al. Smartwatch User Interface Implementation Using CNN-Based Gesture Pattern Recognition // Sensors. 2018. V. 18. P. 2997.
- [21] Madgwick S. An efficient orientation filter for inertial and inertial/magnetic sensor arrays // Report x-io and University of Bristol (UK). 2010. P. 113.

A.V. Popkov, A.V. Bakhshiev

DEVELOPMENT OF A DYNAMIC GESTURE RECOGNITION SYSTEM FOR IMU-BASED DEVICES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article considers the design process of a dynamic gesture recognition system for human-robot interaction. The article proposes a dynamic gesture recognition system for devices with single inertial module (IMU). The classification of gestures is based on the features of absolute accelerations, as estimates of the curvature of movement. A gesture recognition system with different classifiers (kNN and DT), trained on real data from device with single inertial module, has shown high efficiency in gesture recognition.

Key words: gesture interface, human-robot interaction, gesture recognition, dynamic gestures, IMU, machine learning

REFERENCES

- [1] Hongyi Liu, Lihui Wang. Gesture recognition for human-robot collaboration: A review // *International Journal of Industrial Ergonomics*. 2018. V. 68. P. 355.
- [2] S. Ahmed et al. Hand Gesture based Concept of Human - Mobile Robot Interaction with Leap Motion Sensor // *IFAC-PapersOnLine*. 2019. V. 52. P. 321.
- [3] Dajun Zhou et al. Use of human gestures for controlling a mobile robot via adaptive CMAC network and fuzzy logic controller // *Neurocomputing*. 2018. V. 282. P. 218.
- [4] José de Gea Fernández et al. Multimodal sensor-based whole-body control for human-robot collaboration in industrial settings // *Robotics and Autonomous Systems*. 2017. V. 94. P. 102.
- [5] V. Popov et al. Gesture-based Interface for Real-time Control of a Mitsubishi SCARA Robot Manipulator. // *IFAC-PapersOnLine*. 2019. V. 52. P. 180.
- [6] Mingxuan Chen et al. A multichannel human-swarm robot interaction system in augmented reality // *Virtual Reality & Intelligent Hardware*. 2020. V. 2. P. 518.
- [7] Yang LI et al. Gesture interaction in virtual reality // *Virtual Reality & Intelligent Hardware*. 2019. V. 84. P. 1.
- [8] Fang Bin et al. 3D human gesture capturing and recognition by the IMMU-based data glove // *Neurocomputing*. 2018. V. 277. P. 198.
- [9] Marco E. Benalcázar et al. Real-time hand gesture recognition using the Myo armband and muscle activity detection // *IEEE Second Ecuador Technical Chapters Meeting (ETCM)*. 2017.
- [10] Ryan Sers et al. Validity of the Perception Neuron inertial motion capture system for upper body motion analysis // *Measurement*. 2020. V. 149.
- [11] Lei Jing et al. Magic Ring: a self-contained gesture input device on finger // *Proceedings of the 12th International Conference on Mobile and Ubiquitous Multimedia*. 2013.
- [12] Renqiang Xie, Juncheng Cao. Accelerometer-Based Hand Gesture Recognition by Neural Network and Similarity Matching // *IEEE Sensors Journal*. 2016. V. 16. P. 4537.
- [13] Hobeom Han, Sang Won Yoon. Gyroscope-Based Continuous Human Hand Gesture Recognition for Multi-Modal Wearable Input Device for Human Machine Interaction // *Sensors*. 2019. V. 19.
- [14] Hari Prabhat Gupta et al. A Continuous Hand Gestures Recognition Technique for Human-Machine Interaction Using Accelerometer and Gyroscope Sensors // *IEEE Sensors Journal*. 2016. V. 16. P. 6425.

- [15] Mitra S., Acharya T. Gesture Recognition: A Survey // IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part C (Applications and Reviews). 2007. V. 37. P. 311.
- [16] Ari Y. Benbasat, Joseph A. Paradiso. An Inertial Measurement Framework for Gesture Recognition and Applications // Revised Papers from the International Gesture Workshop on Gesture and Sign Languages in Human-Computer Interaction. 2002.
- [17] Céline Jost et al. Real-Time Gesture Recognition Based On Motion Quality Analysis // ICST Transactions on e-Education and e-Learning. 2015. V. 2.
- [18] Hyeon-Kyu Lee, J.H. Kim. An HMM-Based Threshold Model Approach for Gesture Recognition // IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence. 1999. V. 21. P. 961.
- [19] Qifan Zhou et al. Design and Implementation of Foot-Mounted Inertial Sensor Based Wearable Electronic Device for Game Play Application // Sensors. 2016. V. 16. P. 1752.
- [20] Min-Cheol Kwon et al. Smartwatch User Interface Implementation Using CNN-Based Gesture Pattern Recognition // Sensors. 2018. V. 18. P. 2997.
- [21] Madgwick S. An efficient orientation filter for inertial and inertial/magnetic sensor arrays // Report x-io and University of Bristol (UK). 2010. P. 113.

УДК 621.55.49.81

А.Н. Попов¹, М.Н. Полищук², Д.В. Решетов³

БАЛАНСИРОВКА РОТОРА ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ ЦЕНТРИФУГИ НА ОСНОВЕ 3d МОДЕЛИ



¹Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)947-3582, E-mail: porka.n@mail.ru



²Михаил Нусимович Полищук,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)242-2526, E-mail: polishchuck@mail.ru



³Решетов Дмитрий Валентинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)876-95-81, E-mail: pvclol@yandex.ru

Аннотация

В работе предложен подход к решению задачи балансировки одноплечих роторов испытательных центрифуг. Определена специфика такой балансировки, связанная с непостоянством масс испытуемых изделий, устанавливаемых на ротор, и с воздействием неуравновешенной аэродинамической силы. Рассмотрена схема качающегося ротора с подвижным, неподвижным и динамическим противовесом. Проанализирована статическая и динамическая балансировка роторов при различных положениях центра масс испытуемых объектов. Оценена аэродинамическая неуравновешенность, которая соотнесена с механическим дисбалансом. Предложен итерационный алгоритм, основанный на 3d моделировании конструкции ротора, обеспечивающий

уменьшение трудоемкости аналитических расчетов при балансировке одноплечего ротора.

Ключевые слова: испытательная центрифуга, ротор, дисбаланс, противовесы, аналитический расчет, 3d модель.

Введение

Надежность и безопасность работы испытательных центрифуг существенно зависят от статической и динамической сбалансированности их ротора. Дисбаланс ротора больше допустимого приводит к появлению значительных вибраций центрифуги и выходу из строя. В предельном случае, при срыве объекта испытаний со стола – к разрушению.

Вопросы балансировки роторов машин разных типов подробно рассмотрены в технической литературе [1, 2]. В электродвигателях, турбинах, насосах, двигателях внутреннего сгорания и других машинах эта процедура выполняется один раз в процессе изготовления и принципиальных проблем не вызывает [3-5]. В центрифугах дело обстоит иначе в связи с тем, что испытываемые изделия, устанавливаемые на ротор, отличаются по массе, размерам, форме и положению центра масс. Поэтому балансировка должна выполняться каждый раз при установке объекта испытаний или, по крайней мере, при смене его типа. Это увеличивает время проведения испытаний, повышает их трудоемкость, увеличивает стоимость. Традиционный подход к балансировке роторов центрифуг сводится к установке на ротор противовесов при замене объекта испытаний или в перемещении подвижных противовесов, обеспечивающих статическую балансировку.

В литературе системного анализа проблем статической, динамической балансировки и аэродинамической уравновешенности роторов испытательных центрифуг нет. Критически важной становится разработка подхода, упрощающего данный процесс при проектировании и обеспечивающего ограничение дисбаланса в допустимых пределах.

Ошибки при расчете противовесов роторов центрифуг, компенсирующих статический и динамический дисбаланс, приводят на этапе первичной сборки и при запуске центрифуги к необходимости корректировать их массы и размеры. Изменение конструкции влечет дополнительные материальные затраты и затягивает сроки ввода центробежных стендов в эксплуатацию. Значимость такого расчета с этих позиций возрастает для центрифуг большой грузоподъемности. Снизить затраты и трудоемкость процедуры балансировки позволяет предварительное ее выполнение на 3d модели.

Методы

Балансировка ротора центрифуги производится для снижения радиального и тангенциального дисбаланса, вызванных неуравновешенностью сил инерции, моментов от сил инерции и сил аэродинамического сопротивления [6-8].

Радиальная статическая балансировка ротора заключается в уравнивании центробежных сил, действующих на правое и левое плечи ротора в радиальном направлении при его вращении. Рассмотрим схему, в которой ротор имеет горизонтальную ось качания, перпендикулярную оси вращения шпинделя и пересекающую её. Схема соответствует испытательной центрифуге типа ПЦ31-1250-50 (рис. 1) [9]. Стенд имеет следующие параметры: грузоподъемность 200 кг, базовый радиус 1250 мм, испытуемые изделия призматической формы с габаритными размерами 600×600×600 мм, центростремительное ускорение – 500 м/с².

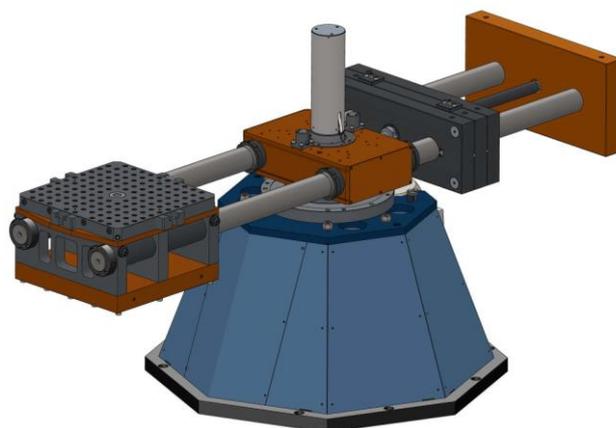


Рис. 1. 3d модель испытательной одноплечей центрифуги

Статическая балансировка ротора выполняется по принципу рычажных весов. Она позволяет уравновесить центробежные силы, но не моменты от центробежных сил, действующие на ротор. Схема статической балансировки представлена на рис. 2.

Балансировка предполагает два режима: с порожним столом, когда объект с испытательной оснасткой 1 на стол 2 не установлен (рис. 2, *a*), и с установленным объектом (рис. 2, *b*). Для балансировки ротора используются два противовеса: неподвижный противовес 4 и подвижный противовес 3. При порожнем столе подвижный противовес смещается к оси качания ротора 6, при установке объекта с оснасткой противовес 3 смещается по штангам 5 к неподвижному противовесу, уравнивая момент силы тяжести от установленного объекта.

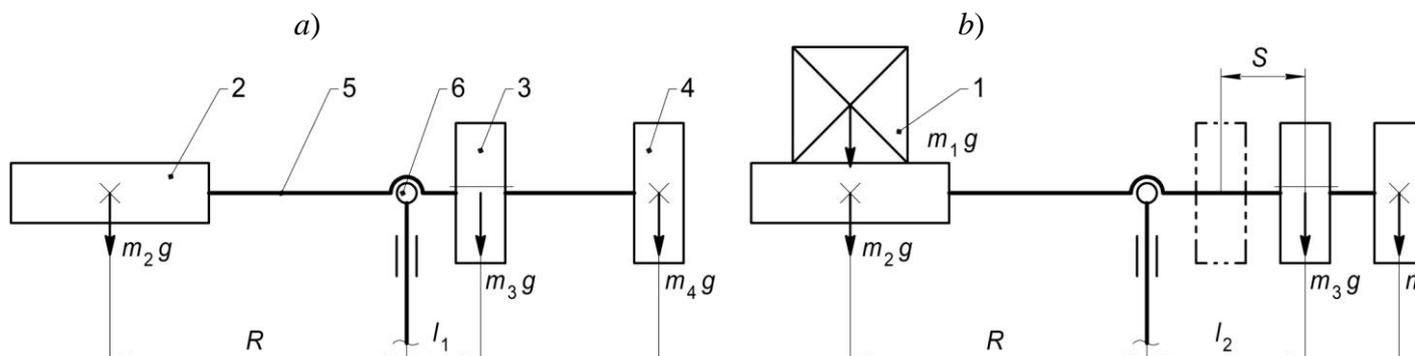


Рис. 2. Схема статической балансировки балочного ротора: *a*) – ротор без объекта; *b*) – ротор с испытуемым объектом; 1 – объект испытаний, 2 – рабочий стол; 3 – подвижный противовес; 4 – неподвижный противовес; 5 – штанга ротора; 6 – горизонтальная ось качания ротора

Если пренебречь моментом, который создают штанги, несущие стол, механизм привода подвижного противовеса и мелкие детали, то система уравнений статической балансировки будет иметь вид:

$$\begin{cases} m_2 g R = (m_3 l_1 + m_4 L) g \\ (m_1 + m_2) g R = (m_3 l_2 + m_4 L) g \end{cases} \quad (1)$$

где m_1 – масса испытуемого объекта (задается в техническом задании (ТЗ) на разработку стенда); m_2 – масса стола (определяется габаритами испытуемого объекта и технологической оснастки); m_3 , m_4 – массы подвижного и неподвижного противовесов; R – базовый радиус центрифуги (задается в ТЗ); l_1 , l_2 – положение центра масс (ЦМ) подвижного и неподвижного противовесов относительно оси вращения ротора при порожнем столе и при столе с объектом; L – положение ЦМ неподвижного противовеса относительно оси качания ротора.

Система уравнений (1) содержит пять неизвестных параметров, относящихся к массам и положениям противовесов: m_3 , m_4 , l_1 , l_2 , L . При таком количестве неизвестных процесс определения масс и положения противовесов становится итерационным и при расчетах следует задаться тремя параметрами. Тогда два других можно найти из уравнений (1).

При уменьшении расстояния противовесов от оси вращения ротора центрифуги и увеличении их масс можно уменьшить общий момент инерции ротора относительно оси вращения [10] и аэродинамическое сопротивление (но не аэродинамическую неуравновешенность) [11, 12]. Это позволяет улучшить динамику привода, поэтому при расчете параметров противовесов будем стремиться уменьшать плечи l_1 , l_2 , L . Вместе с тем, конструкция горизонтальной оси качания ротора имеет собственный размер и всегда задает минимальное значение $l_1 = l_{1\min}$. Таким образом, $l_{1\min}$ также можно считать заданным размером. Анализ конструкций существующих роторов с противовесами показывает, что,

всегда $L \leq R$. Поэтому при первой итерации можно принять $L = R$. Для расчета m_3 и m_4 необходимо задать смещение подвижного противовеса S . При принятых значениях L и $l_{1\min}$ можно принять $S = k(L - l_{1\min})$. При этом поправочный коэффициент k , учитывающий, что сами противовесы имеют габаритный размер вдоль оси штанг, а подвижный противовес должен иметь запас по перемещению, следует задать равным $k = 0,8 \dots 0,9$. После этого можно выполнить первую итерацию и определить массы противовесов

$$m_3 = \frac{m_1 R}{k(L - l_{1\min})}; \quad m_4 = \frac{m_2 R}{L} - \frac{m_1 R l_{1\min}}{kL(L - l_{1\min})}. \quad (2)$$

Рассчитанные таким образом массы являются предварительными, т. к. в расчетной схеме не учитывались мелкие детали в составе ротора. С другой стороны, даже такой оценочный расчет возможен только при условии предварительной компоновочной проработки ротора. При конструировании следует рассматривать еще один критерий выбора массы противовесов. Поскольку один из противовесов приходится перемещать, для чего нужен приводной механизм, и на противовесе необходимо предусмотреть поступательные опоры, уменьшающие трение и заклинивание, то целесообразно стремиться к уменьшению его размеров и массы.

Радиальная динамическая балансировка. Ротор, показанный на рис. 2, а, сбалансирован в радиальном направлении не только статически, но и динамически, поскольку силы инерции, возникающие при его вращении, будут действовать вдоль оси штанг. При установке объекта согласно рис. 3, а возникает сила инерции, смещенная относительно горизонтальной оси штанг, что приводит к появлению момента $M_{ц}$ от центробежных сил левого и правого плеча ротора $F_{цл}$ и $F_{цп}$ и повороту ротора. Функционально и конструктивно угол поворота необходимо ограничивать, обычно $\alpha \leq 2 \dots 3^\circ$. Угол поворота ротора, вызванный моментом $M_{ц1}$, можно рассчитать и ограничить или даже свести к нулю при установке динамического противовеса 1 (рис. 3, б).

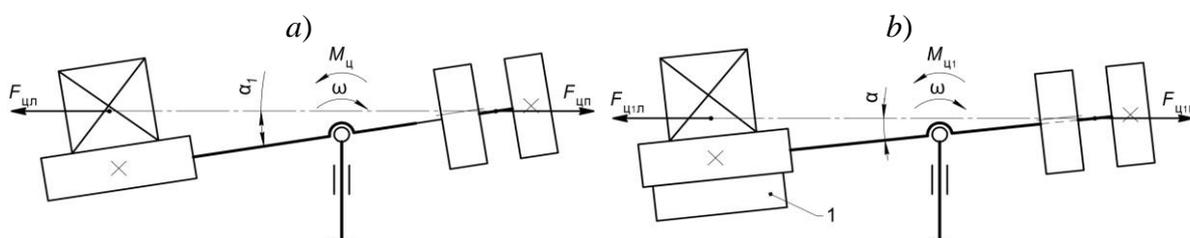


Рис. 3. Схема динамической балансировки балочного ротора: а) – ротор без динамического противовеса; б) – ротор с динамическим противовесом и объектом испытаний; 1 – динамический противовес

Ситуация осложняется тем, что на ротор устанавливаются объекты разной массы и с разным положением центра масс. Устранить поворот ротора можно, если установить подвижный динамический противовес, который будет перемещаться в зависимости от параметров установленного объекта, или сделать сменные динамические противовесы. Первый вариант сложен в конструктивной реализации, а второй осложняет эксплуатацию центрифуги, особенно в условиях испытания объектов серийного производства. Поэтому при конструировании следует стремиться к тому, чтобы динамический противовес был несъемным элементом конструкции и обеспечивал минимальный угол поворота ротора $\alpha \leq 2...3^{\circ}$ во всех режимах эксплуатации центрифуги: т. е. при предельном объекте испытаний по массе и габаритам и при пустом столе (рис. 4). Тогда при максимальной загрузке ротор при вращении будет наклоняться против часовой стрелки, а при отсутствии объекта – по часовой стрелке. При промежуточной загрузке – занимать положение в диапазоне $\pm \alpha$.

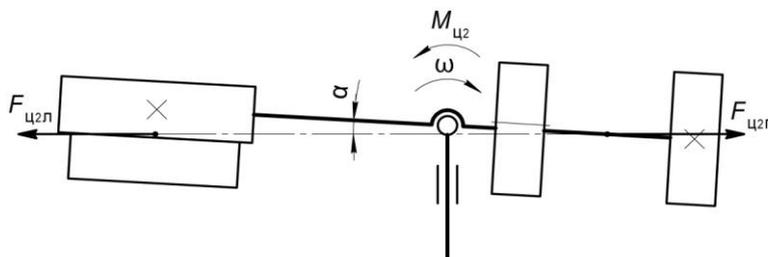


Рис. 4. Схема динамической балансировки ротора при отсутствии объекта испытаний

На рис. 5 показана схема для расчета угла поворота ротора под действием момента от центробежных сил $F_{цп}$ и $F_{цп}$, приложенных в центре масс левой и правой частей ротора.

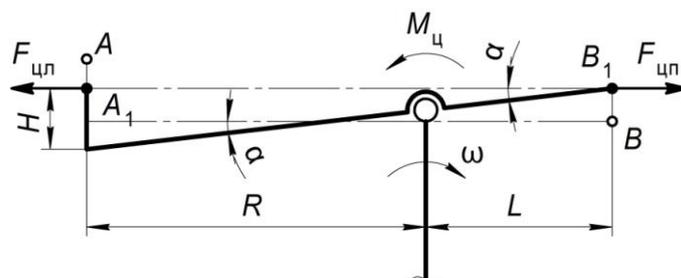


Рис. 5. Расчетная схема угла поворота ротора при установленном объекте

При этом центр масс левой части ротора смещен относительно оси штанг на величину H . В расчетах можно принять, что центр масс совпадает с центром тяжести. Тогда определить угол поворота ротора при установленном объекте испытаний можно из простого геометрического соотношения $\operatorname{tg} \alpha = H/(R+L)$. Аналогично следует оценить угол поворота ротора при порожнем столе, т. е. при отсутствии объекта испытаний, когда ротор при вращении поворачивается по часовой стрелке (см. рис. 4).

Эти углы следует сделать равными. Оценку положения центра масс также можно сделать упрощенно, определяя положение общего центра тяжести левой и правой частей ротора центрифуги. В расчетах нужно задаться массой и положением динамического противовеса относительно горизонтальной оси ротора. Это два связанных параметра и их соотношение рационально получить при проработке компоновки ротора.

Динамическая балансировка приводит к нарушению ранее выполненной статической балансировки. Поэтому на следующем шаге необходимо повторно выполнить статическую балансировку с корректировкой масс подвижного и неподвижного противовесов. После этого окончательно проверить динамический дисбаланс. Как видно из рассуждений, процесс является итерационным и достаточно трудоемким, поскольку на каждом этапе требует согласования расчетных параметров с компоновкой ротора центрифуги.

Трудоемкость оценки масс элементов конструкции и статической балансировки ротора позволяет снизить использование *CAD*-программы. На рис. 6 изображен ротор центробежного стенда в программной среде *SolidWorks v.16*. Программа дает возможность отобразить смещение центра тяжести ротора относительно оси качания по трем координатам: x , y , z . Нас интересует смещение Δx центра тяжести вдоль горизонтальной оси ротора. На рис. 6, *a*) оно составляет 3 мм, на рис. 6, *b*) – 1 мм. Если выполнить дополнительную итерацию в коррекции *3d* модели, то можно свести смещение к нулю. С другой стороны, неидеальность статической балансировки при названных цифрах легко компенсируется запасами по перемещению подвижного противовеса, определяемыми ранее введенным коэффициентом k .

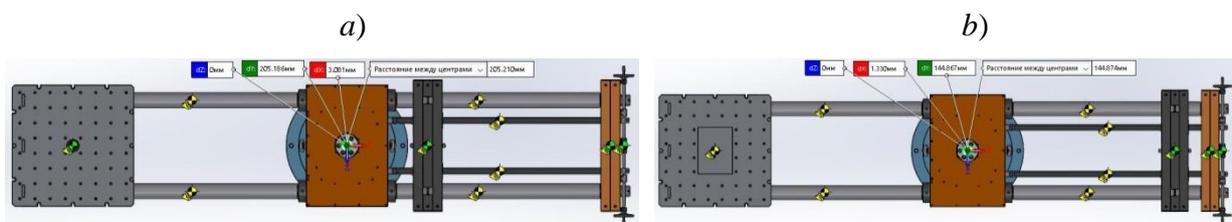


Рис. 6. Статическая балансировка ротора в *CAD*-среде: *a*) – статическая балансировка ротора без объекта (смещение центра тяжести ротора относительно оси x равно 3 мм); *b*) – статическая балансировка ротора с объектом (смещение центра тяжести ротора относительно оси x равно 1 мм)

Тангенциальный статический дисбаланс. Сбалансированность ротора с изделием в направлении перпендикулярном оси штанг достигается путем симметричного изготовления самого ротора относительно плоскости, в которой лежит ось вращения шпинделя, а также центрированной установкой изделия с оснасткой на рабочем столе центрифуги. Объект будет установлен правильно, если его центр масс расположен вблизи вышеупомянутой плоскости, т. е. объект не сдвинут на столе в сторону

одной из штанг ротора. Смещение центра масс объекта перпендикулярно оси ротора приводит к такому же дисбалансу, как и радиальное смещение. Это наглядно иллюстрирует расчетная схема, изображенная на рис. 7.

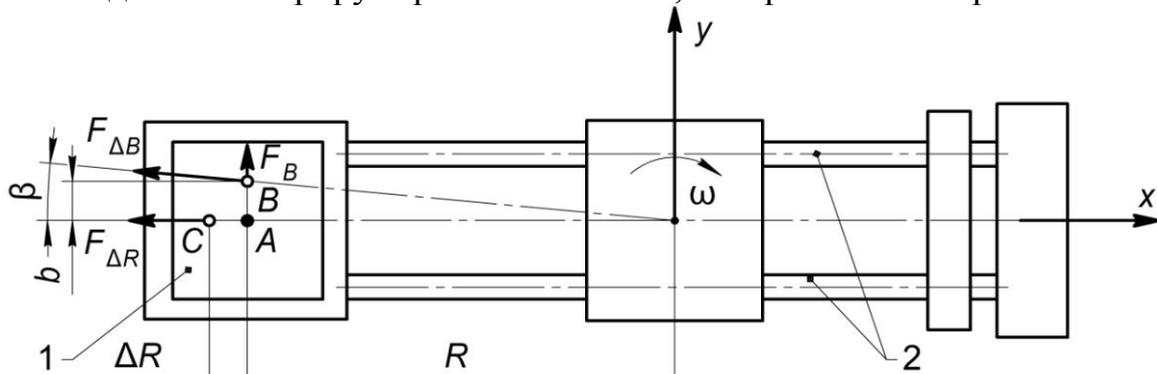


Рис. 7. Дисбаланс ротора при тангенциальном смещении центра масс объекта, установленного на роторе: 1 – испытуемый объект; 2 – штанги

Определим соотношение приращений центробежных сил, вызванных радиальным и тангенциальным смещением центра масс объекта испытаний. Будем считать, что исходное положение центра масс обозначено точкой A , тогда радиальное смещение центра масс будет соответствовать точке C , а тангенциальное – точке B . Запишем выражения для радиальной центробежной силы $F_{\Delta R}$ и радиальной центробежной силы $F_{\Delta B}$

$$F_{\Delta R} = m_1 \omega^2 (R + \Delta R) = F_{\text{ЦА}} + m_1 \omega^2 \Delta R; \quad F_{\Delta B} = F_{\text{ЦА}}. \quad (3)$$

Сила $F_{\Delta B}$ имеет тангенциальную составляющую F_B

$$F_B = m_1 \omega^2 R \cdot \frac{b}{R} = m_1 \omega^2 b. \quad (4)$$

При равенстве ΔR и b получаем одинаковые приращения центробежных сил, направленных по разным осям. И если изменение центробежных сил вдоль оси штанг легко компенсируется перемещением подвижного противовеса, то сила $F_{\Delta B}$ остается не скомпенсированной. Компенсировать силу $F_{\Delta B}$ конструктивно достаточно сложно, поскольку при этом нужно смещать противовес перпендикулярно штангам. На практике положение центра тяжести изделия в проекции на горизонтальную плоскость определяют с помощью специальных весов с тремя датчиками силы, пользуясь несложным программным обеспечением. После этого, перемещая объект на рабочем столе центрифуги в нужном направлении, сводят силу $F_{\Delta B}$ к минимуму.

Тангенциальный динамический дисбаланс вызван смещением центра масс объекта испытаний как тангенциально, так и по вертикальной оси, т. е. тангенциальный динамический дисбаланс имеет две составляющих. Компенсацию тангенциальной статической составляющей дисбаланса

выполняют согласно вышеизложенному. Компенсацию смещения центра масс по вертикали следует учесть при расчете радиального динамического дисбаланса.

Аэродинамическая неуравновешенность возникает вследствие разных сил лобового сопротивления левой и правой частей ротора центрифуги. При двухплечем симметричном роторе аэродинамические силы создают только тормозящий момент вокруг оси вращения ротора. В противоположность этому, одноплечая конструкция ротора с противовесами имеет неуравновешенность. Она связана с тем, что силе аэродинамического сопротивления, приложенной к концевой части балки на длинном плече, не соответствует равная и противоположная по направлению сила, приложенная к противовесу (рис. 8).

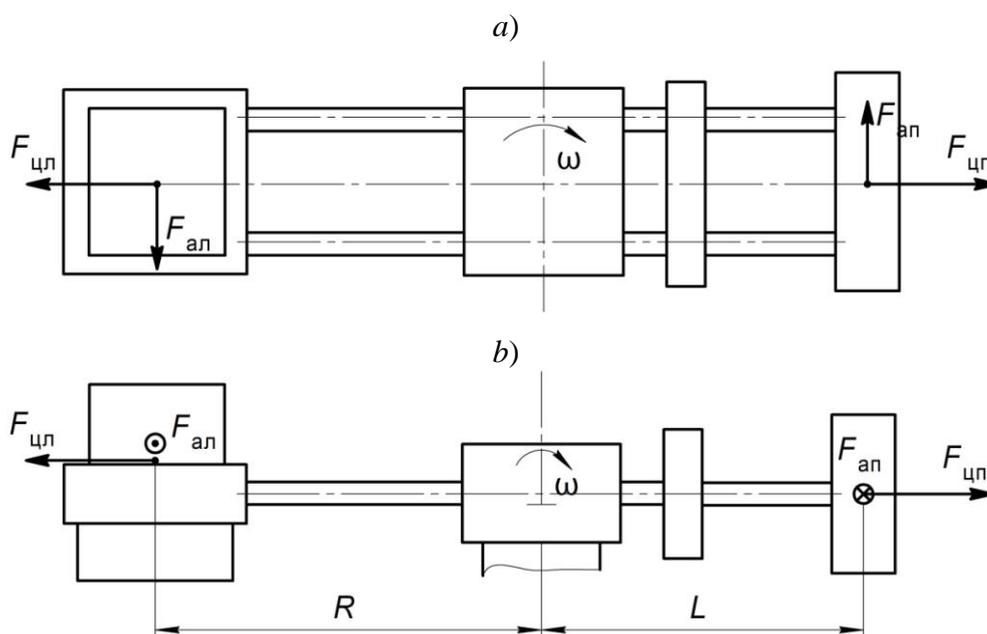


Рис. 8. Аэродинамическая неуравновешенность ротора: а) – схема ротора на виде сверху; б) – схема ротора на виде сбоку

Вследствие этого при вращении ротора возникает также синхронно вращающаяся с частотой ω вращения ротора сила, которая сдвинута на угол 90° относительно силы от статического дисбаланса. Она имеет иную природу, чем центробежная сила, но также пропорциональна ω^2 . Для расчета аэродинамической неуравновешенности следует воспользоваться выражениями для момента аэродинамического сопротивления, полученными в работах [12, 13]. Если пренебречь аэродинамическим сопротивлением штанг и центральной части ротора, то выражение для аэродинамического момента ротора со стороны изделия примет вид:

$$M_a = \frac{1}{2} \rho \omega^2 R_0^3 c_{x0}(R_0) S_0, \quad (5)$$

где ρ – плотность воздуха; ω – угловая скорость вращения ротора; R_0 – радиус среднего сечения объекта испытаний вместе с технологической оснасткой, столом и динамическим противовесом, в нашем случае $R_0 = R$; $c_{x0}(R_0)$ – коэффициент аэродинамического сопротивления в на радиусе среднего сечения R_0 , примем $c_{x0}(R_0) = c_{xR}$; S_0 – площадь сечения объекта испытаний с технологической оснасткой, столом и динамическим противовесом, примем $S_0 = S_R$.

Тогда аэродинамическая сила, действующая на левое плечо ротора $F_{ал}$, будет равна:

$$F_{ал} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 R^2 c_{xR} S_R. \quad (6)$$

Аналогично для правого плеча:

$$F_{ап} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 L^2 c_{xL} S_L. \quad (7)$$

Неуравновешенная сила F_a будет иметь вид:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (R^2 c_{xR} S_R - L^2 c_{xL} S_L). \quad (8)$$

Как видно из формулы (8) неуравновешенную аэродинамическую силу можно свести к нулю только в случае равноплечего ротора, что противоречит условию минимизации момента инерции ротора.

Все рассуждения, приведенные выше, носят теоретический характер, не связанный с реальными геометрическими и массовыми характеристиками объектов испытаний и самих центробежных стендов. Большое количество переменных, а также необходимость конструктивной проработки при реальном проектировании приводят к достаточно трудоемкой процедуре определения и компенсации неуравновешенности роторов испытательных центрифуг.

Результаты

На основе описанной логики был проведен синтез конструкции и определены параметры балансировочных грузов для центробежного стенда типа ПЦ31-1250-50, разработанного компанией «Дельтамэк» [9]. Аналитическая оценка масс и плеч делалась только на первом этапе синтеза конструкции при проработке компоновки, т. е. до построения 3d модели. Начальное плечо L правой части ротора выбиралось равным базовому радиусу центрифуги R . Все дальнейшие итерации были направлены на уменьшение L .

На основе аналитических оценок и с учетом технического задания была разработана черновая 3d модель без детальной проработки всех элементов. Последующие итерации не потребовали каких-либо

аналитических расчетов и выполнялись на основе коррекции модели в следующей последовательности.

- Статическая балансировка с выбранным динамическим противовесом. Параметры противовеса были определены так, чтобы общий центр масс объекта, стола и динамического противовеса находился вблизи горизонтальной плоскости штанг. Оценка угла наклона ротора при вращении, выполненная после этой итерации, оказалась в два раза больше допустимой.

- Предварительная корректировка черновой модели. Корректировка параметров противовесов (положения, массы и геометрических размеров), обеспечившая угол поворота ротора в динамике в пределах допуска, как при установленном объекте, так и без него.

- Разработка полномасштабной $3d$ модели ротора центрифуги со всеми конструктивными элементами.

- Статическая и динамическая балансировка на модели. При динамической балансировке ротор наклонялся до тех пор, пока центры масс его правой и левой частей не оказывались в одной горизонтальной плоскости. При этом определялся угол наклона.

После 2-3-х итераций с корректировкой $3d$ модели статический и динамический дисбаланс при всех испытываемых объектах был сведен к нулю. Угол качания ротора соответствовал диапазону $\alpha \leq 2^\circ$ при его повороте, как по часовой стрелке, так и против часовой стрелки.

Последующая аналитическая проверка по формулам статической и динамической балансировки показала полную сходимость теории с практикой.

Оценка предельной неуравновешенной аэродинамической силы при синтезированных противовесах для центробежного стенда типа ПЦЗ1-1250-50 составила 145 Н. Такая сила соответствует смещению центра масс объекта испытаний в тангенциальном направлении всего на 1,5 мм. Полученный результат показывает, что принимать в расчет аэродинамическую неуравновешенность следует только для объектов испытаний значительных габаритов и невысокой плотности. В приведенном примере плотность объекта составляла $1 \cdot 10^3$ кг/м³. Очевидно, что при уменьшении плотности изделия в несколько раз, аэродинамическая составляющая неуравновешенности ротора станет значимой.

Обсуждение

В литературе вопросы, связанные с проектированием и конструированием машин, в частности центробежных стендов, рассматриваются достаточно редко в силу коммерческих причин. Вместе с тем одна из серьезных проблем при синтезе такой техники – балансировка

роторов переменной массы и геометрии. Предложенное решение в виде укрупненной последовательности (алгоритма) синтеза позволяет упростить решение задачи конструирования. Проведенное исследование является продолжением ряда научных работ в этой проблемной области [14-17].

Заключение.

Работа найдет применение при проектировании балочных одноплечих роторов испытательных центрифуг. Балансировка ротора с помощью противовесов приводит к дополнительному нагружению штанг растягивающими и изгибающими напряжениями. Дальнейшие исследования могут быть направлены на оценку этих напряжений и их связи с ограничениями по условиям балансировки, в частности, определению связи с углом поворота балочного ротора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Гусаров А.А. Балансировка роторов машин. в 2 кн. / А.А. Гусаров; Рос. акад. наук, Ин-т машиноведения им. А.А. Благодарова. – Москва, 2005. 382 с.
- [2] Ray Kelm P.E., Dustin Pavelek P.E., Walter Kelm E.I.T. Rotor Balancing tutorial. 45th Turbomachinery & 32nd Pump Symposia, 2016.
- [3] Ahmed A. Ibraheem, Nouby M. Ghazaly, G. T. Abdel-Jaber. Review of Rotor Balancing Techniques. American Journal of Industrial Engineering, 2019, Vol. 6, No. 1, pp. 19-25.
- [4] Shibo Zhao, Xingmin Ren, Wangqun Deng, Kuan Lu, Yongfeng Yang, Chao Fu. A transient characteristic-based balancing method of rotor system without trail weights. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, Vol. 148.
- [5] Chao Fu, Yuandong Xu, Yongfeng Yang, Kuan Lu, Fengshou Gu, Andrew Ball. Response analysis of an accelerating unbalanced rotating system with both random and interval variables. Journal of Sound and Vibration, 2020, Vol. 466.
- [6] Романов Р.А. Балансировка роторов динамического оборудования. Экспозиция Нефть Газ № 5 (44), 2015, с. 84.
- [7] Yafei Yang, Xin Hu. Measuring and balancing dynamic unbalance of precision centrifuge. Fifth International Symposium on Instrumentation Science and Technology, 2009, Vol. 7133.
- [8] Щепетильников В.А. Балансировка машин и приборов / В.А. Щепетильников, Ю.А. Самсаев, Т.П. Козлянинов и др., М.: Машиностроение, 1979. – 294 с.
- [9] Официальный сайт компании «Дельтамэк»: [Электронный ресурс]. URL: <https://www.deltamec.ru>. (Дата обращения: 07.04.2020 г.).

- [10] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges. Lecture Notes in Mechanical Engineering (см. в книгах), 2017, pp. 73-85.
- [11] Герасимов С.А. Вращательное аэродинамическое сопротивление. Фундаментальные исследования №3, 2008, с. 38-41.
- [12] Полищук М.Н., Попов А.Н., Челпанов И.Б., Чернова Е.А. Аэродинамические потери в испытательных центрифугах. Современное Машиностроение: Наука и Образование. 2013, с. 227-237.
- [13] Schlichting H. Boundary-Layer Theory. 8th Revised and Enlarged Edition. Springer-Verlag Berlin, 2000, 832 p.
- [14] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. О разработках ротационной градуировочной и испытательной техники. Труды СПбГТУ. 2007. № 504. с. 217.
- [15] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Khlebosolov, I.O. One stable scheme of centrifugal forces dynamic balance. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. pp. 75-85.
- [16] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y. Test Centrifuge Arrangement Analysis. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2019, pp. 139–151.
- [17] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е., Васильев А.К. Центробежный стенд ПЦ25. Современное машиностроение: Наука и образование. № 6. С. 515-526.

A.N.Popov, M.N. Polishchuck, D.V. Reshetov

TEST CENTRIFUGE ROTOR BALANCING BASED ON 3d MODEL

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper proposes an approach to solving the problem of balancing single-arm rotors of test centrifuges. The specificity of such balancing is determined, associated with the inconstancy of the masses of the test items installed on the rotor, and with the effect of an unbalanced aerodynamic force. The scheme of an oscillating rotor with a movable, stationary and dynamic counterweight is considered. Static and dynamic balancing of rotors at different positions of the center of mass of the test objects was analyzed. Aerodynamic unbalance force was estimated and correlated with mechanical unbalance. An

iterative algorithm based on 3d modeling of the rotor design is proposed, which reduces the complexity of analytical calculations when balancing a single-arm rotor.

Key words: test centrifuge, rotor, imbalance, counterweights, analytical calculation, 3d model.

REFERENCES

- [1] Ahmed A. Ibraheem, Nouby M. Ghazaly, G. T. Abdel-Jaber. Review of Rotor Balancing Techniques. American Journal of Industrial Engineering, 2019, Vol. 6, No. 1, pp. 19-25.
- [2] Gusarov, A.A. Balancing of machine rotors. in 2 books. / Gusarov A.A.; Russian Academy of Sciences, A.A. Blagonravov Institute of Mechanical Engineering. – Moscow, 2005, 382 p.
- [3] Shibo Zhao, Xingmin Ren, Wangqun Deng, Kuan Lu, Yongfeng Yang, Chao Fu. A transient characteristic-based balancing method of rotor system without trail weights. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, Vol. 148.
- [4] Chao Fu, Yuandong Xu, Yongfeng Yang, Kuan Lu, Fengshou Gu, Andrew Ball. Response analysis of an accelerating unbalanced rotating system with both random and interval variables. Journal of Sound and Vibration, 2020, Vol, 466.
- [5] Ray Kelm P.E., Dustin Pavelek P.E., Walter Kelm E.I.T. Rotor Balancing tutorial. 45th Turbomachinery & 32nd Pump Symposia, 2016.
- [6] Romanov, R.A. Balancing rotors of dynamic equipment. Exposition Oil Gas No. 5 (44), 2015, p. 84.
- [7] Yafei Yang, Xin Hu. Measuring and balancing dynamic unbalance of precision centrifuge. Fifth International Symposium on Instrumentation Science and Technology, 2009, Vol. 7133.
- [8] Schepetilnikov, V.A. Balancing machines and devices / V.A. Schepetilnikov, Yu.A. Samsaev, T.P. Kozlyaninov end etc., M.: Mechanical engineering, 1979. – p. 294.
- [9] Website of the company "Deltamec": [Electronic resource]. URL: <https://www.deltamec.ru>. (Accessed: 07.04.2020).
- [10] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2017, pp. 73-85.
- [11] Gerasimov, S.A. Rotational aerodynamic drag. Fundamental research №3, 2008, pp. 38-41.

- [12] Polishchuk, M.N., Popov, A.N., Chelpanov, I.B., Chernova, E.A. Aerodynamic losses in test centrifuges. Modern Mechanical Engineering. Science and education. 2013, pp. 227-237.
- [13] Schlichting H. Boundary-Layer Theory. 8th Revised and Enlarged Edition. Springer-Verlag Berlin, 2000, 832 p.
- [14] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khlebosolov, I.O. On the development of rotary calibration and testing equipment. Proceedings of St. Petersburg State Technical University. 2007. No. 504. p. 217.
- [15] Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Sukhanov, A.A., Khlebosolov, I.O. One stable scheme of centrifugal forces dynamic balance. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. pp. 75-85.
- [16] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y. Test Centrifuge Arrangement Analysis. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2019, pp. 139–151.
- [17] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenets, N.Y., Vasilev, A.K. Centrifugal stand PC25. Modern Mechanical Engineering: Science and education. № 6. pp. 515-526.

УДК 620.17.05

М.Н. Полищук¹, А.Н. Попов², Д.В. Решетов³

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УДАРНОГО СТЕНДА



²Михаил Нусимович Полищук,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)242-2526, E-mail: polishchuck@mail.ru



¹Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)947-3582, E-mail: porka.n@mail.ru



³Решетов Дмитрий Валентинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)876-95-81, E-mail: pvclol@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены математическая и компьютерная модели ударного стенда. Принятая расчетная схема соответствует стенду вертикальной компоновки с пневматическими приводными цилиндрами подъема ударного стола и пневматической подвеской сейсмической массы, состоящей из амортизаторов и пневматических цилиндров. Проанализированы этапы движения ударного стола и фазы взаимодействия стола с программатором и сейсмической массой. Модель составлена с учетом гистерезисной петли деформации программатора, экспериментальной характеристики амортизаторов. Сопоставление полученных на основе моделей результатов и данных экспериментальных исследований доказали адекватность моделей. Подтверждена достоверность исследования точности воспроизведения ударных импульсов ускорения, определения оптимальных параметров упругой

подвески, обеспечивающих минимальные значения динамической нагрузки на фундамент.

Ключевые слова: математическая модель, ударный стенд, пневматический привод, подвеска, импульс ускорения, нагрузки на фундамент.

Введение

Испытания на ударное воздействие являются необходимым этапом при создании многих промышленных и бытовых изделий с целью подтверждения их работоспособности в составе машин с ударными эксплуатационными нагрузками, а также после транспортировки, непредвиденных падений, при погрузочно-разгрузочных операциях, когда захват и установка объектов при штабелировании происходит с не нулевыми скоростями [1-3]. Подобные испытания проводятся на специальных ударных стендах, в основном, зарубежных или морально устаревших отечественных. Однако в последнее время взят курс на неформальное импортозамещение, поэтому разработка методологии расчета и проектирования современного ударного испытательного оборудования является актуальной.

В России известно всего несколько предприятий, имеющих традиции и опыт исследования и разработки механического испытательного оборудования. Одним из них является ООО «Дельтамэк» [4], которое активно сотрудничает с преподавателями и аспирантами ВШАиР СПбПУ. Результатом этой работы явилось создание нескольких ударных стендов, которые работают на ведущих предприятиях страны.

При создании новых стендов активно применяются методы математического моделирования [5, 6]. Они позволяют решить многие задачи, возникающие на этапе проектирования, и ответить на многочисленные вопросы при сравнительном анализе конструктивных решений. Например, оценить соотношение масс подвижных частей стенда, динамические нагрузки, передаваемые на фундамент, эффективность установки амортизаторов, жесткость подвески, диапазоны воспроизведения параметров ударных импульсов и по их результатам выбрать оптимальный вариант конструкции.

В зарубежной и отечественной литературе есть многочисленные публикации по моделированию ударных процессов, а вот статей и монографий по оценке конструктивных параметров ударных стендов сравнительно немного. Они, в основном, касаются отдельных вопросов, таких, например, как исследование формирователей импульсов [7-10] или воспроизведения ударных спектров [11, 12], оценки характеристик

ударных импульсов [13-16], но не дают полного описания математических моделей воспроизведения удара на стендах.

Целью статьи является описание математической модели воспроизведения импульса ускорения на пневматическом ударном стенде, подтверждение ее адекватности, сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными.

Методы

Для лучшего понимания модели пневматического ударного стенда поясним принципы его работы на примере одной из машин серии СМУ (рис. 1) [6, 15]. Испытуемый объект 1 закрепляется на ударном столе 2. Стол поднимается на заданную высоту с помощью приводных пневматических цилиндров 3, а затем падает вниз под действием силы тяжести по направляющим 8. При взаимодействии стола с упругим программатором (формирователем) 4, закрепленным на сейсмической массе (инерционном блоке) 5, происходит удар, в результате чего на объект действует импульс ускорения, ударный стол отскакивает и движется вверх, а инерционный блок по направляющим 9 движется вниз. Подвеска инерционного блока состоит из амортизаторов 6 и пневмоцилиндров 7, позволяет уменьшить массу инерционного блока и обеспечивает снижение динамической нагрузки на цеховой пол, и на рядом стоящее оборудование [15].

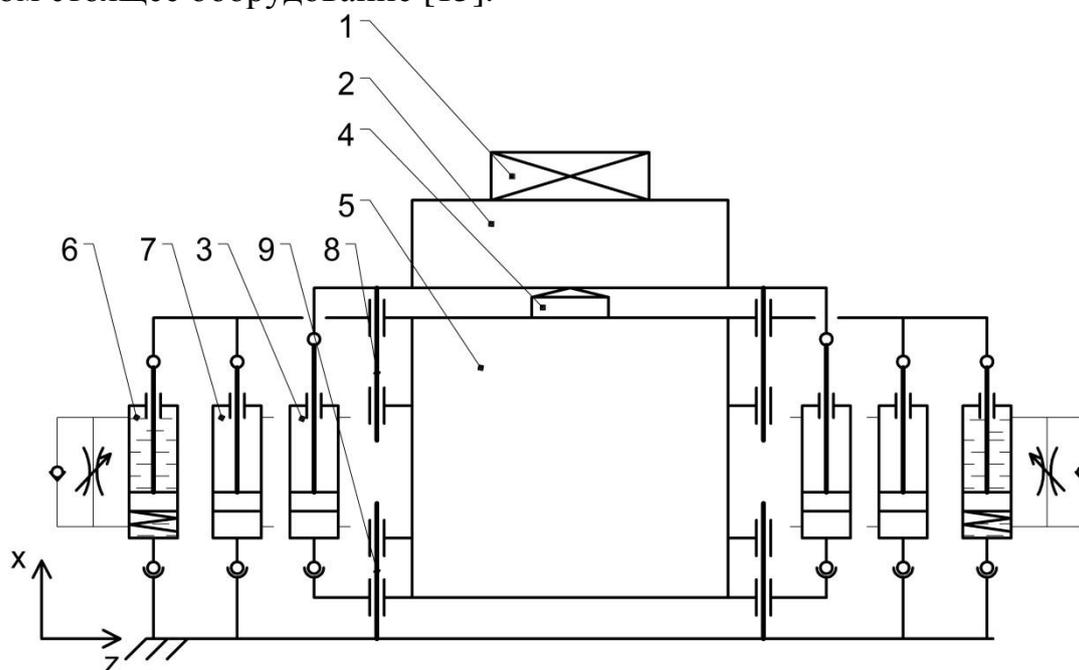


Рис. 1. Схема ударной машины: 1 – испытуемый объект, 2 – ударный стол, 3 – приводной пневматический цилиндр, 4 – формирователь импульса (программатор), 5 – инерционный блок, 6 – амортизатор, 7 – цилиндр пневмоподвески, 8 – направляющая ударного стола, 9 – направляющая инерционного блока

Таким образом, можно выделить следующие основные этапы работы ударной машины и, соответственно, этапы воспроизведения ударного импульса ускорения: начальное состояние, разгон, движение по инерции, остановка, падение, собственно удар при столкновении стола с формирова­телем и деформации формирова­теля, отскок стола и инерционного блока и возврат стола и инерционного блока к исходному состоянию.

Силы, действующие на ударный стол и инерционный блок, меняются от этапа к этапу. На ударный стол действуют сила тяжести mg , подъемная сила F_p от приводного пневмоцилиндра, сила F_r сопротивления движению, обусловленная трением в направляющих, сила F_s упругости формирова­теля. На инерционный блок действуют сила тяжести Mg , реакция F_b со стороны приводного пневмоцилиндра, сила F_a сопротивления амортизаторов, сила F_c упругости цилиндров подвески и сила F_s упругости формирова­теля.

В общем случае динамическую модель можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -mg + F_p - F_r + F_s, \\ M\ddot{x}_2 = -Mg - F_b + F_c + F_a - F_s, \end{cases} \quad (1)$$

$$x_1(0) = h_0, \quad \dot{x}_1(0) = 0;$$

$$x_2(0) = 0, \quad \dot{x}_2(0) = 0,$$

где x_1, x_2 – координаты стола и инерционного блока соответственно; m – масса ударного стола, M – масса инерционного блока, g – ускорение свободного падения, h_0 – высота формирова­теля.

Подъемная сила определяется разностью давлений в поршневой (нижней) и штоковой (верхней) полостях приводных пневмоцилиндров

$$F_p = (p_2 - p_1)S_1n_c, \quad (2)$$

где p_1 – давление в верхней полости; p_2 – давление в нижней полости; S_1 – площадь поршня приводного цилиндра; n_c – число цилиндров.

В начальный момент времени $t = 0$ обе полости цилиндра соединены с атмосферой, поэтому давление в них равно атмосферному: $p_1 = p_2 = p_a$. Поршень каждого приводного цилиндра находится на расстоянии $x_0 + h_0$ от нижней крышки цилиндра, чтобы предотвратить возможный удар о крышку при испытаниях. В момент $t = 0$ срабатывает клапан подачи сжатого воздуха в поршневую полость пневмоцилиндра, давление p_2 начинает нарастать. В течение интервала $0 \leq t \leq \Delta t$, пока клапан открыт, ударный стол разгоняется, двигаясь вверх с ускорением. Для определения давления p_2 воспользуемся уравнением состояния идеального газа в виде

$$p_2 = p_{20} \frac{V_{20} m_2}{V_2 m_{20}}; \quad V_{20} = S_1(x_0 + h_0), \quad m_{20} = \rho V_{20}, \quad (3)$$

$$V_2 = S_1(x_0 + x_1), \quad m_2 = m_{20} + \Delta m,$$

где V_{20} , m_{20} – объем и масса воздуха в поршневой полости в начальный момент времени, V_2 , m_2 – объем и масса в текущий момент времени, Δm – масса поступающего в цилиндр воздуха.

Масса воздуха, поступающего в поршневую полость из блока подготовки сжатого воздуха, зависит от скорости истечения воздуха v , которая, в свою очередь, определяется перепадом давления p_r в этом блоке и поршневой полости p_2

$$\Delta m = \rho \mu S_1 \int_0^t v dt, \quad v = \sqrt{\frac{2(p_r - p_2)}{\rho}}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент потерь.

Итак

$$p_2 = p_a \cdot \frac{x_0 + h_0 + \frac{\mu S_0}{S_1} \int_0^t \sqrt{\frac{2(p_r - p_2)}{\rho}} dt}{x_0 + x_1}, \quad (5)$$

где S_0 – площадь отверстия, через которое нагнетается воздух.

Давление p_1 в штоковой полости приводного пневмоцилиндра, по мере разгона ударного стола, увеличивается незначительно, т. к. эта полость соединена с атмосферой, а фактическая скорость поршня невелика и воздух успевает уходить в атмосферу. Учитывая начальные и текущие значения давлений, объемов и масс воздуха для этой полости

$$p_{10} = p_a, \quad V_{10} = S_1(L - x_0 - h_0), \quad m_{10} = \rho V_{10},$$

$$V_1 = S_1(L - x_0 - x_1), \quad m = m_{10} - \rho \mu S_0 \int_0^t \sqrt{\frac{2(p_1 - p_a)}{\rho}} dt, \quad (6)$$

где L – ход поршня пневмоцилиндра разгона, получим

$$p_1 = p_a \frac{L - x_0 - h_0 - \frac{\mu S_0}{S_1} \int_0^t \sqrt{\frac{2(p_1 - p_a)}{\rho}} dt}{L - x_0 - x_1}. \quad (7)$$

Чтобы найти значения p_1 и p_2 на каждом следующем этапе, можно воспользоваться той же логикой, что и для первого этапа

$$p_2 = p_{2i} \frac{x_0 + x_{1i} - \frac{\mu S_0}{S_1} \int_0^t \sqrt{\frac{2(p_2 - p_a)}{\rho}} dt}{x_0 + x_1},$$

$$p_1 = p_{1i} \frac{L - x_0 - x_{1i} - \frac{\mu S_0}{S_1} \int_0^t \sqrt{\frac{2(p_1 - p_a)}{\rho}} dt}{L - x_0 - x_1},$$
(8)

где p_{1i} , p_{2i} , x_{1i} – значения давлений и координата стола в конце предыдущего этапа.

Остается привести условия перехода от этапа к этапу. Как было сказано выше, длительность первого этапа задается оператором, как время открытия клапана подачи давления в поршневую полость приводного цилиндра. Таким образом, $t_1 = \Delta t$. Движение по инерции начинается в момент t_1 и заканчивается в момент t_2 , когда ударный стол останавливается, т. е. $\dot{x}_1(t_2) = 0$. При $t = t_2$ начинается свободное падение стола, которое завершается в момент $t = t_3$ начала удара, когда стол встречается с инерционным блоком. Условие для определения t_3 имеет вид

$$\Delta x(t_3) = x_1(t) - x_2(t)|_{t=t_3} = h_0. \quad (9)$$

Собственно удар удобно разбить на два этапа из-за гистерезисной петли, характерной для силы упругости формователя и связанным с этим различием функциональной зависимости этой силы от деформации формователя при нарастании и убывании деформации. Поэтому этап 4 начинается при $t = t_3$ и заканчивается при $t = t_4$, когда $\Delta \dot{x}(t_4) = 0$. Соответственно этап 5 начинается при $t = t_4$ и заканчивается при $t = t_5$, когда стол отрывается от инерционного блока, т. е. при $\Delta x(t_5) = h_0$.

Отскок фактически повторяет движение по инерции, и можно считать, что дальнейшая динамика изменения подъемной силы F_p при переходном процессе до начала следующего ударного цикла полностью определена представленными выше формулами. Значения p_{1i} , p_{2i} , x_{1i} сложно найти аналитически, но это и не требуется, т. к. создаваемую математическую модель предполагается использовать для компьютерного моделирования, а программное определение этих значений не представляет проблемы.

Сила трения в направляющих стола, обусловленная сопротивлением при движении стола в направляющих, зависит от ряда факторов, в частности: от качества их изготовления, непараллельности, возможного заклинивания, обусловленного неодновременностью срабатывания пневмоцилиндров подъема, точности центрирования, определяемой смещением центра масс испытуемого объекта относительно вертикальной оси ударного стола. Учесть всё это непросто, но можно получить

упрощенную оценку силы сопротивления по результатам экспериментальных исследований.

В случае качественных направляющих и точного центрирования испытуемого изделия сила сопротивления, как показывают эксперименты, близка к постоянной величине и может быть оценена по выражению

$$\frac{mv_t^2}{2} = \frac{mv_r^2}{2} + \bar{F}_r(H - h_0), \quad v_t = \sqrt{2g(H - h_0)}, \quad (10)$$

где m – масса ударного стола с изделием; v_r – «теоретическая» скорость при свободном падении с высоты сброса H до точки падения (встречи с формировавателем) h_0 ; v_t – реальная скорость при соударении с учетом сопротивления в направляющих; \bar{F}_r – среднее значение силы сопротивления, обусловленной трением в направляющих.

Из (10) имеем:

$$\bar{F}_r = m \left(g - \frac{v_r^2}{2(H - h_0)} \right). \quad (11)$$

Возможен другой, более простой вариант оценки силы сопротивления, который используется в программном обеспечении ударных машин типа СМУ. Сначала подбором давления в приводном цилиндре обеспечивается равномерное движение ударного стола вверх и определяется значение p_{11} , затем определяется значение p_{12} при движении вниз. Понятно, что

$$\begin{cases} p_{11}S_1 = mg + F_r \\ p_{12}S_1 = mg - F_r \end{cases} \Rightarrow F_r = \frac{(p_{11} - p_{12})}{2} S_1. \quad (12)$$

Определение *силы упругости формировавателя ударного импульса* представляет собой тему отдельных научных исследований. Фирмы-разработчики ударных машин не открывают информацию по методикам расчета формировавателей импульса, а ограничиваются рекомендациями по выбору нужного (для требуемых параметров импульса) из поставляемого вместе с ударной машиной набора. Аналитический расчет силы упругости формировавателя представляет значительные трудности. Рациональным представляется ее определение по результатам экспериментальных исследований или компьютерного моделирования.

В первом случае достаточно иметь для каждого конкретного формировавателя или комплекта формировавателей, используемых при испытаниях, данные единственного эксперимента по воспроизведению ударного импульса ускорения. Разработанная методика подробно описана в [12]:

– на основе значений ускорения $a(t)$ при известной массе m объекта определяется сила инерции $F = ma$;

– сила упругости формировавателя F_s предполагается равной по величине силе инерции F ;

– путем двойного интегрирования ускорения $a(t)$ определяется зависимость деформации $\Delta x(t)$ формирователя от времени;

– по графикам $\Delta x(t)$ и $F_s(t)$ строится зависимость силы упругости формирователя от его деформации $F_s(\Delta x)$, которая и используется в дальнейших расчетах.

Методика определения силы упругости формирователя на основе экспериментального ударного импульса имеет свои достоинства и недостатки. С одной стороны, для определения силы упругости конкретного формирователя требуется обработка только одного эксперимента. С другой стороны, импульсы ускорений, даже на одном режиме, могут достаточно сильно различаться, да и свойства формирователей изменяются в процессе эксплуатации даже на одной серии ударов, поскольку число ударов в испытании изделия может составлять десятки тысяч.

Возможен и другой подход – определение силы упругости на основе моделирования удара в системе конечно-элементного анализа, например, в *ANSYS*. Для грамотного расчета требуется знать константы материала, из которого изготовлен формирователь. Предварительный эксперимент на реальной ударной машине не нужен, все необходимые действия по подбору формирователя для конкретного режима работы ударной машины могут быть выполнены предварительно.

Реализуется предлагаемый подход в несколько этапов [12]:

– проводится эксперимент по определению статической зависимости деформации материала, из которого изготовлен формирователь, от приложенной при сжатии нагрузки;

– на основе этой зависимости подбирается модель гиперупругого материала, и вычисляются его характеристики;

– строится компьютерная модель ударного взаимодействия для формирователя (а не образца материала) и исследуется его деформированное состояние при динамическом воздействии, определяется зависимость силы упругости формирователя от его деформации.

В любом случае полученная для конкретного формирователя нелинейная зависимость силы упругости от абсолютной деформации далее аппроксимируется, например, полиномом и используется в компьютерной модели.

Реакция со стороны приводного цилиндра действует на инерционный блок. Она обусловлена давлением p_2 в поршневой полости приводного пневмоцилиндра подъема стола и имеет вид

$$F_b = p_2 S_1. \quad (13)$$

Давление p_2 определяется формулами, приведенными выше, а

именно (5), (8).

Сила сопротивления амортизаторов, которые используются для поглощения части механической энергии удара, имеет вид:

$$F_a = \beta \dot{x}_2, \quad (14)$$

где $\beta = \beta(\dot{x}_2)$ – коэффициент сопротивления, зависящий от типа и конструктивных особенностей амортизатора.

Большинство аналитических методик [17, 18] определения коэффициента сопротивления исходят из предположения о том, что сила сопротивления связана со скоростью линейной зависимостью, что плохо соотносится с практикой. Предлагается использовать экспериментальную характеристику «сила-скорость», которая приводится в каталогах производителей амортизаторов. Например, для газо-масляного амортизатора серии КУВ444119 [19], сила сопротивления может быть аппроксимирована выражением:

$$F_a = F_a(\dot{x}_2) = \begin{cases} \beta_1 \sqrt{\dot{x}_2} n_a, & \dot{x}_2 \geq 0, \beta_1 = 1800 \\ -\beta_2 \sqrt{-\dot{x}_2} n_a, & \dot{x}_2 < 0, \beta_2 = 650 \end{cases}, \quad (15)$$

где n_a – количество амортизаторов.

Сила упругости цилиндров пневмоподвески зависит от давления p_c

$$F_c = p_c S_2 n, \quad (16)$$

где S_2 – эффективная площадь цилиндра [20]; n – число цилиндров пневмоподвески.

Давление p_c зависит от положения x_2 инерционного блока. Учитывая зависимость объема цилиндров пневмоподвески от их высоты в деформированном положении, получим:

$$p_c = p_{c0} \frac{V_{c0}}{V_c} = p_{c0} \frac{L_2}{L_2 - x_2}, \quad (17)$$

где p_c , V_c – текущие значения давления и объема; p_{c0} , V_{c0} – их начальные значения, L_2 – положение поршня пневмоцилиндра подвески в начальном положении.

Из условия, что давление p_{c0} должно обеспечить «всплытие» инерционного блока и стола на пневматических цилиндрах подвески, имеем:

$$p_{c0} = \frac{(M + m)g}{S_2 n}, \quad F_c = \frac{(M + m)gL_2}{S_2(L_2 - x_2)}. \quad (18)$$

Таким образом, получена математическая модель ударной машины в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений и определены все входящие в нее элементы. Интегрирование этой системы было выполнено численно с помощью модуля *Simulink* в программной среде *Matlab*.

Результаты

Адекватность математической модели была оценена при сопоставлении с результатами экспериментальных исследований. На рис. 2 приведены графики перемещения ударного стола (высоты подъема) для машины типа СМУ300 при одном из экспериментов.

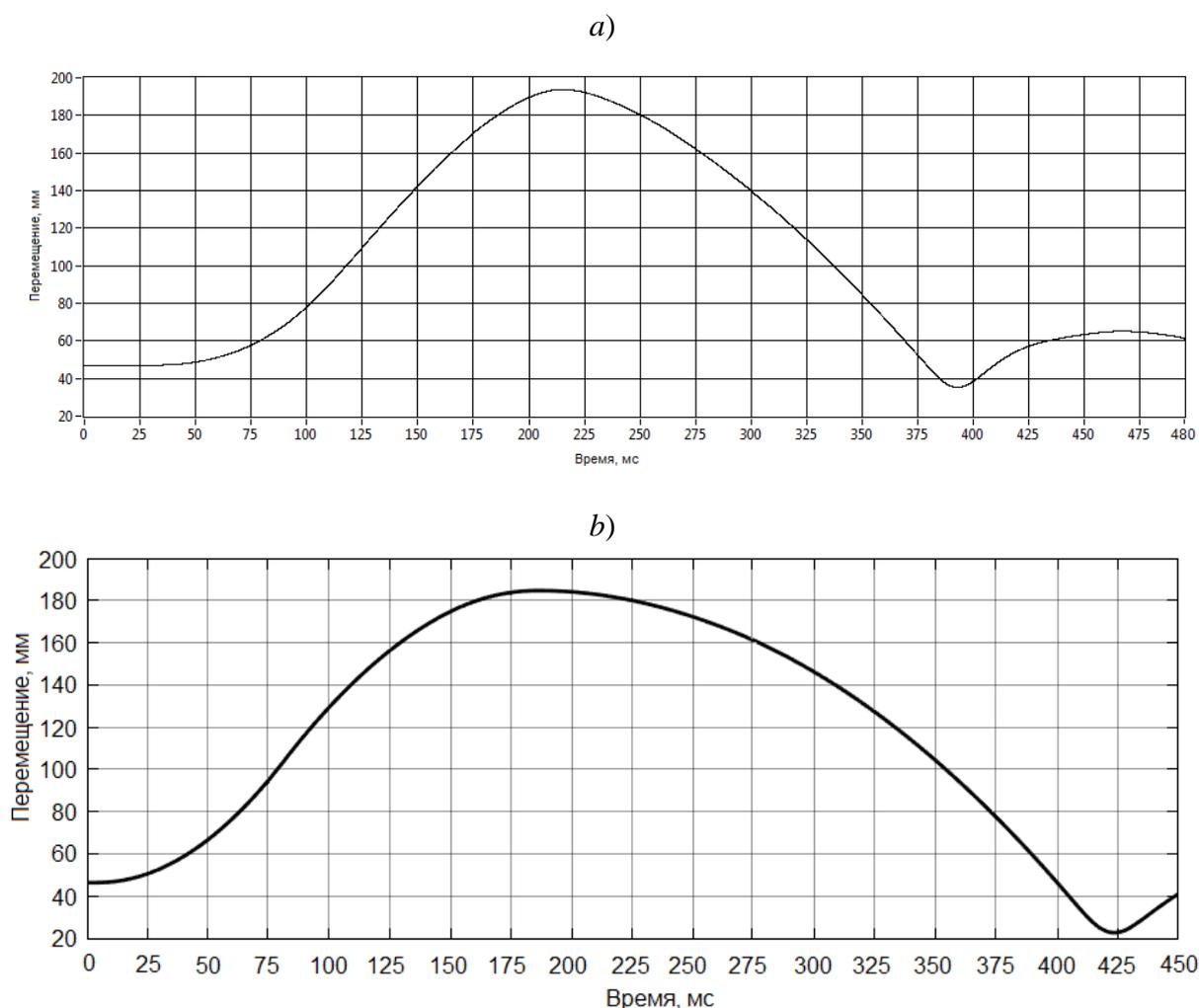


Рис. 2. Высота подъема ударного стола: *a)* – эксперимент; *b)* – модель

На рис. 3 представлены графики ударного импульса, полученного при проведении эксперимента и при компьютерном моделировании.

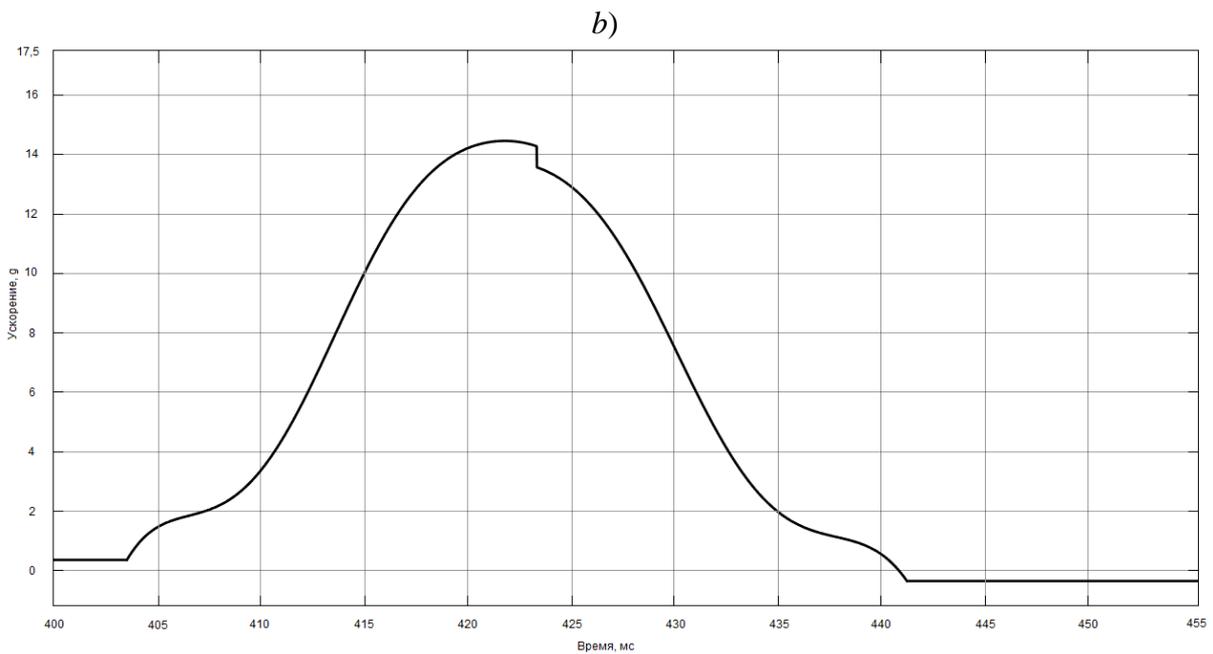
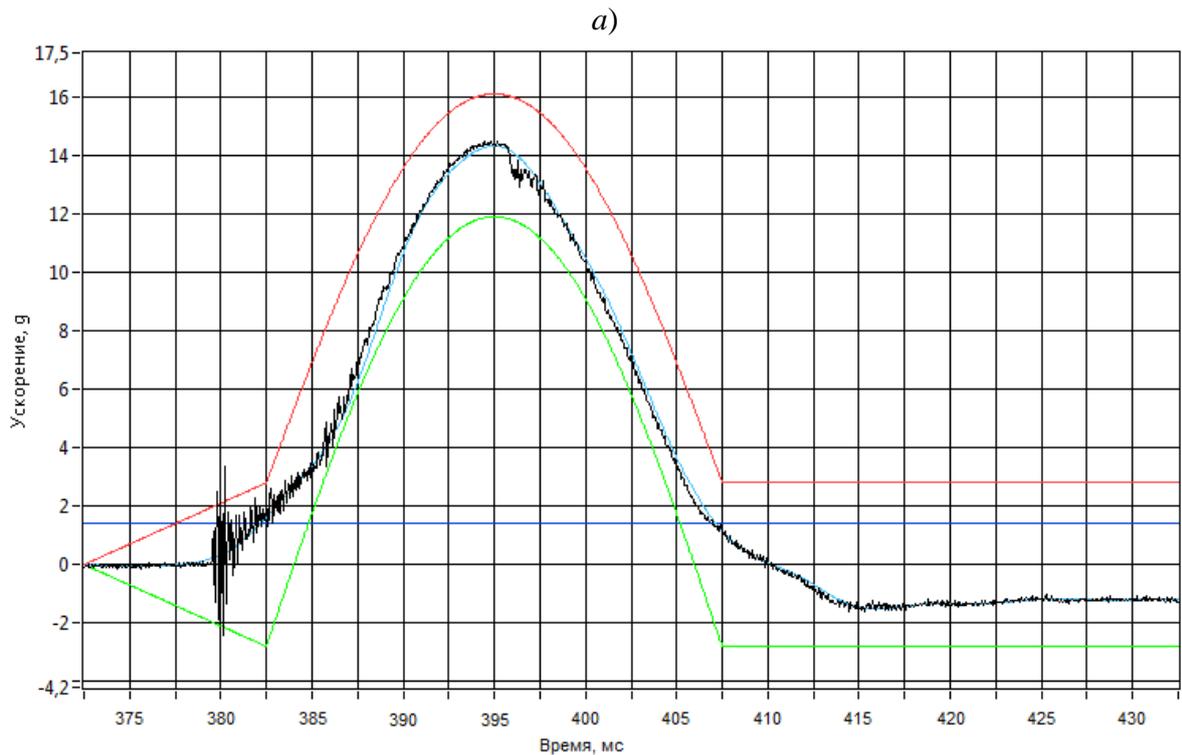


Рис. 3. Ударный импульс ускорения: *a)* эксперимент; *b)* модель

Сопоставление графиков, полученных на модели и при эксперименте, показывает близкую функциональную зависимость. Совпадение не полное. Есть отличия по пиковому ударному ускорению и по длительности импульса. Вместе с тем, стандарт, регламентирующий поле допуска на ударный импульс (см. границы поля допуска на рис. 3, *a)*), предусматривает отклонение $\pm 15\%$ реального ударного импульса от задаваемого. Полученный на модели ударный импульс укладывается в этот

интервал. Поэтому, несмотря на некоторые различия в результатах, адекватность математической модели и правильность компьютерной можно считать доказанными.

Обсуждение

Имея математическую модель и выражения (или оценки) всех входящих в нее функций и параметров, можно исследовать динамику ударной машины, в частности, такие важные вопросы, как:

- определение оценок параметров воспроизводимого ударного импульса ускорений: пикового значения и длительности;
- определение настроек (расхода воздуха: величины давления воздуха и продолжительности его подачи) для обеспечения требуемых параметров импульса;
- определение статической и динамической нагрузок на фундамент, обусловленных воспроизводимым ударным импульсом, и их оптимального соотношения.

Заключение

Продолжение работы предполагает развитие вышеизложенного подхода, заключающееся в детальном рассмотрении режима работы ударного стенда с применением пневматического ускорителя, т. е. при подаче давления в штоковую полость приводного пневматического цилиндра, в переходе от режима одиночного удара к удару многократному и в соответствующем развитии предложенной математической модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. – 367 p.
- [2] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. – McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
- [3] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
- [4] Стенды для механических испытаний. [Электронный ресурс], код доступа: <https://www.deltamec.ru>. Дата обращения: 10.03.2021.
- [5] Геренштейн, А.В., Кастрюлина, Н.С. Методы математического моделирования пневматических систем. Достижения науки – агропромышленному производству. – Изд-во ЮУГАУ, 2016. –С. 30-35.

- [6] Полищук, М.Н., Попов, А.Н., Васильев, А.К., Решетов, Д.В. Моделирование пневматической подвески ударной машины. Современное машиностроение: Наука и образование. 2020. С. 359-372.
- [7] J. Wen, Ch. Liu, H. Yao, B. Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 120, pp. 1–15, 2018.
- [8] T-H. Yang, Y-S. Lee, K-W. Yeon, H-M. Kim, J-Y. Kim, H-B Kwon. Estimation of the saw-tooth shock wave using a lead shock programmer, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 30 (5), pp. 2133-2140, 2016.
- [9] Ting Gao, Quping Liu, Jixiang Ma, Hongli Guo. Simulation and Experimental Research on Rubber Waveform Generator. *Key Engineering Materials*, Vol. 667, pp 536-541, 2016.
- [10] Huang Dedong, Wen Jingling, Xing Liangliang, Wei Guoning, Wu Bin, Study on a Nonlinear Dynamic Model and Its Parameters determination Method for half Sine Programmer, *Journal of Northwestern Polytechnical University*, Vol. 37 (6), pp. 1085-1094, 2019.
- [11] Tereshin, V.A. Shock response spectra as a result of linear interactions. 2018. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 151–161.
- [12] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Shock Spectra in Non-linear Interactions. 2020. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 60-70.
- [13] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Vasiliev, A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. *International Review of Mechanical Engineering*. 2020. 14(2), pp. 105–110.
- [14] Попов, А.Н., Полищук, М.Н., Пуленец, Н.Е. Моделирование импульса при ударных испытаниях. Современное машиностроение: Наука и образование. 2019. С. 513-526.
- [15] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Vasiliev, A.K., Reshetov, D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. 2020. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 219-230.
- [16] Rastegar, J. A new class of high-G and longduration shock testing machines. *Smart Structures and NDE for Industry 4.0*. (2018).
- [17] Добромиров, В.Н., Гусев, Е.Н., Карунин, М.А., Хавханов, В.П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 184 с.
- [18] Новиков, В.В., Рябов, И.М., Чернышов, К.В., Поздеев, А.В., Марков, Г.В. Гидравлический амортизатор с переменным сопротивлением. *Вестник науки и образования*, 2018. 6(2) – с. 7-12.
- [19] Каталог компании КУВ [Электронный ресурс], код доступа: <https://www.kyb.com/catalog/>. Дата обращения: 10.04.2020.

- [20] Донской, А.С. Моделирование и расчет пневматических приводов. СПб, 2017. 87 с.

A.N.Popov, M.N. Polishchuck, D.V. Reshetov

SHOCK MACHINE MATHEMATICAL MODEL

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the mathematical and computer models of shock machine. The accepted design scheme corresponds to a vertical shock machine with pneumatic drive cylinders for lifting the impact table and pneumatic suspension of a seismic mass, consisting of shock absorbers and pneumatic cylinders. The stages of movement of the impact table and the phases of interaction of the table with the programmer and seismic mass are analyzed. The model is made taking into account the hysteresis deformation loop of the programmer, the experimental characteristics of shock absorbers. Comparison of the results obtained on the basis of the models and the data of experimental studies of shock machines proved the adequacy of the models. The reliability of the study of the accuracy of reproduction of shock impulses of acceleration, determination of the optimal parameters of the elastic suspension, providing the minimum values of the dynamic load on the foundation, has been confirmed.

Key words: mathematical model, shock machine, pneumatic drive, suspension, acceleration impulse, foundation loads.

REFERENCES

- [1] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. – 367 p.
- [2] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. – McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
- [3] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
- [4] Stands for mechanical testing (2021). <https://www.deltamec.ru>. Accessed 10 Mart.
- [5] Gerenshtein, A.V., Kastruyulina, N.S.: Methods of mathematical modeling of pneumatic systems. Achievements of Science – Agricultural Production, UGAUA, 2016. – pp. 30–35.
- [6] Polishchuck, M.N., Popov, A.N., Vasiliev, A.K., Reshetov, D.V. Simulation of pneumatic suspension of shock machine. Modern mechanical engineering. Science and education. 2020. pp. 359-372.

- [7] J. Wen, Ch. Liu, H. Yao, B. Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator, *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 120, pp. 1–15, 2018.
- [8] T-H. Yang, Y-S. Lee, K-W. Yeon, H-M. Kim, J-Y. Kim, H-B Kwon. Estimation of the saw-tooth shock wave using a lead shock programmer, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 30 (5), pp. 2133-2140, 2016.
- [9] Ting Gao, Quping Liu, Jixiang Ma, Hongli Guo. Simulation and Experimental Research on Rubber Waveform Generator. *Key Engineering Materials*, Vol. 667, pp 536-541, 2016.
- [10] Huang Dedong, Wen Jingling, Xing Liangliang, Wei Guoning, Wu Bin, Study on a Nonlinear Dynamic Model and Its Parameters determination Method for half Sine Programmer, *Journal of Northwestern Polytechnical University*, Vol. 37 (6), pp. 1085-1094, 2019.
- [11] Tereshin, V.A. Shock response spectra as a result of linear interactions. 2018. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 151–161.
- [12] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Tereshin, V.A., Khlebosolov, I.O. Shock Spectra in Non-linear Interactions. 2020. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 60-70.
- [13] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Vasiliev, A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. *International Review of Mechanical Engineering*. 2020. 14(2), pp. 105–110.
- [14] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Pulenec, N.E. Pulse modeling in impact tests. *Modern mechanical engineering. Science and education*. 2019. pp. 513-526.
- [15] Popov, A.N., Polishchuck, M.N., Vasiliev, A.K., Reshetov, D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. 2020. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 219-230.
- [16] Rastegar, J. A new class of high-G and longduration shock testing machines. *Smart Structures and NDE for Industry 4.0*. (2018).
- [17] Dobromirov, V.N., Gusev, E.N., Karunin, Chavhanov, M.A. Shock absorbers. Design. Calculation. Tests. 2006. M.: MSTU MAMI, p. 184.
- [18] Novikov, V.V., Ryabov, I.M., Chernyshov, K.V., Markov, G.V. Hydraulic shock absorber with variable resistance. *Bulletin of Science and Education*. 2018. 1(6), pp. 7–11.
- [19] KYB company (2020) <https://www.kyb.com>. Accessed 04 June.
- [20] Donskoi, A.S. Modeling and calculation of pneumatic actuators. SPb, 2016. 87 p.

УДК 004.021

В.А. Чеканин¹, А.В.Чеканин²

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПЛОТНОЙ УПАКОВКИ ОБЪЕКТОВ СЛОЖНОЙ ГЕОМЕТРИИ



¹Владислав Александрович Чеканин, к.т.н., доцент
федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Московский
государственный технологический университет
«СТАНКИН»

Россия, Москва

Тел.: (499)972-9480, 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)972-9480, E-mail: avchekanin@rambler.ru

Аннотация

В статье рассматривается задача плотной упаковки объектов произвольной геометрической формы с обобщением по размерности. Для решения этой задачи предлагается метод, заключающийся в преобразовании формы объектов посредством вокселизации и последующем применении разработанного алгоритма размещения ортогональных многогранников с использованием модели потенциальных контейнеров. Эффективность применения разработанного метода продемонстрирована на примере решения задачи компоновки деталей на платформе 3D-принтера. Показано применение разработанных алгоритмов для решения задачи плотной упаковки объектов внутри контейнеров произвольной геометрии.

Ключевые слова: задача упаковки, ортогональный многогранник, модель потенциальных контейнеров, аддитивные технологии.

Введение

К решению задачи плотной упаковки объектов сложной геометрической формы сводится решение большого числа оптимизационных задач распределения ресурсов, среди которых можно выделить задачи раскроя промышленных материалов, планирования компоновки деталей и технологического оборудования, проектирования компоновки больших интегральных схем, помещений и др. [1–7]. Эта задача является частным случаем задачи упаковки, что делает её NP-трудной задачей дискретной оптимизации [8]. Сложность решения рассматриваемой задачи также обусловлена необходимостью точного геометрического описания пространства упаковки объектов произвольной формы.

Под плотной упаковкой понимается схема размещения объектов, при которой ни один из размещённых объектов не может быть сдвинут ближе к началу координат контейнера. В зависимости от постановки задачи, целевой функцией может быть как функция минимизации длины (высоты, объёма) полученной упаковки объектов, так и функция максимизации числа размещённых в контейнере объектов.

Среди современных методов решения задачи компоновки объектов нерегулярной формы, заданных в полигональном представлении, наибольшее распространение получил метод формирования упаковки, основанный на использовании годографа вектор-функции плотного размещения [9–11]. Однако этот метод имеет ряд особенностей, ограничивающих его практическое использование. Во-первых, он требует применения трудоёмких методов нелинейного программирования [1, 12], во-вторых, он применим для размещения объектов, представленных набором простых геометрических фигур, для которых существуют модели геометрического описания с кусочно-гладкими функциями [13, 14], что не позволяет говорить о его применимости к объектам произвольной геометрической формы.

Отдельный интерес представляют задачи плотного размещения объектов внутри контейнеров произвольной формы, для которых отсутствует универсальный метод их решения. Такие задачи имеют место, в частности, при раскрое промышленного материала нерегулярной формы (например, в текстильной и обувной промышленности), компоновке груза внутри авиационных контейнеров, проектировании схемы размещения бортового оборудования космических аппаратов, а также ряда других актуальных задач [3].

Таким образом, проблема разработки нового метода решения задачи упаковки объектов произвольной формы, обеспечивающего высокую скорость формирования плотной компоновки и реализующего возможность размещения объектов в контейнерах сложной геометрии, является актуальной.

Методы

В работе предлагается новый метод решения задачи плотной упаковки объектов произвольной формы, заключающийся в преобразовании их формы к ортогональным многогранникам и последующем приведении решаемой задачи к задаче ортогональной упаковки.

Ортогональный многогранник (ОМ) размерности D представляет собой составной объект, представленный набором из m_i ортогональных объектов (D -мерных параллелепипедов) $o_{i,k}, k \in \{1, \dots, m_i\}$ с фиксированным положением друг относительно друга [15]. Для получения ортогонального многогранника на основе объекта, заданного в полигональном представлении, выполняется его преобразование в воксельное представление [16–18] с получением множества D -мерных кубов. С целью повышения скорости последующего размещения ортогональных многогранников выполняется их декомпозиция с помощью разработанного алгоритма, описанного в статье [19].

Для геометрического описания упаковки ортогональных многогранников используется предложенная авторами модель потенциальных контейнеров [20]. Эта модель описывает всё свободное пространство контейнера множеством т.н. потенциальных контейнеров (ПК) – D -мерных параллелепипедов, имеющих наибольшие габаритные размеры, которые предназначены для размещения внутри них новых объектов. В процессе геометрического конструирования пространства упаковки выполняется декомпозиция потенциальных контейнеров с получением нового набора потенциальных контейнеров, описывающего текущее свободное пространство компонуемого контейнера.

Для получения контейнера произвольной формы в нём предлагается размещать набор фиктивных объектов, объединённых в ортогональный многогранник геометрических ограничений. Пример получения непрямоугольного контейнера показан на рис. 1.

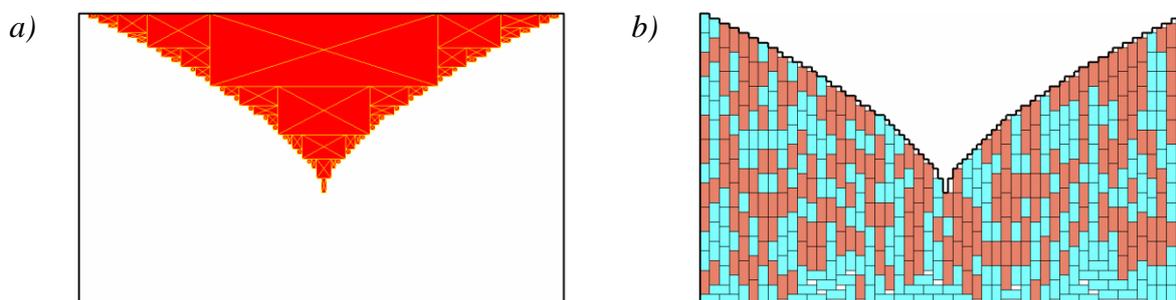


Рис. 1. Формирование непрямоугольного контейнера: *a)* исходный контейнер в форме прямоугольника (геометрические ограничения выделены красным цветом); *b)* полученный контейнер, содержащий плотную упаковку объектов

Для упаковки составных объектов произвольной размерности разработан новый алгоритм, решающий задачу поиска области допустимого размещения каждого объекта на основе применения теоретико-множественной операции пересечения ортогональных многогранников [21].

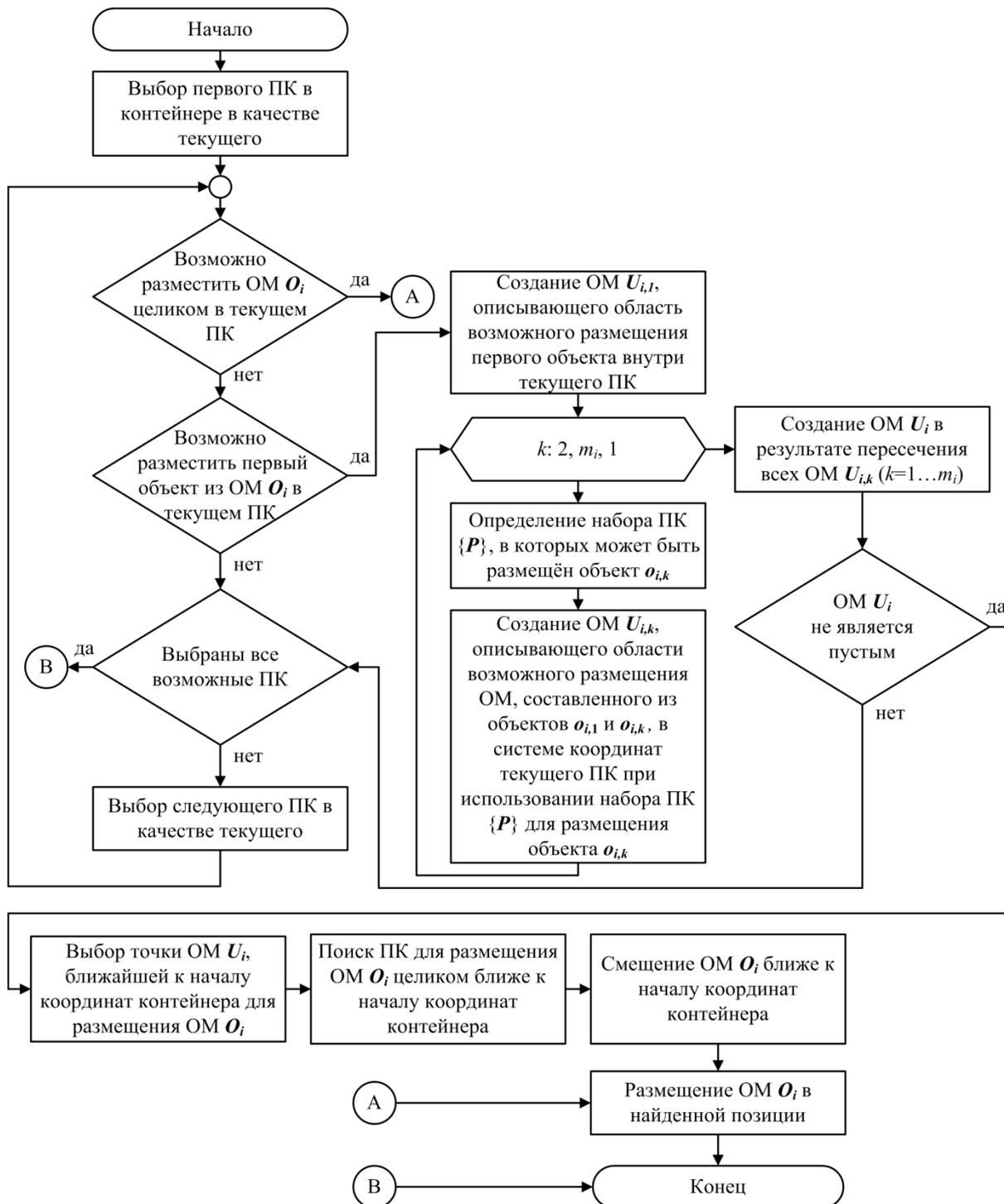


Рис. 2. Блок-схема алгоритма размещения ортогонального многогранника

На рис. 2 используются следующие обозначения: $U_{i,k}$ – ортогональный многогранник, определяющий область допустимого размещения ортогонального многогранника O_i в текущем потенциальном контейнере при размещении объектов $o_{i,1}$ и $o_{i,k}$, U_i – ортогональный многогранник, определяющий область допустимого размещения ортогонального многогранника O_i в текущем потенциальном контейнере. В процессе определения области допустимого размещения применяется операция пересечения ортогональных многогранников, результатом выполнения которой является новый ортогональный многогранник, точки которого занимают пространство, принадлежащее одновременно двум ортогональным многогранникам, участвующим в этой операции.

Процесс определения области допустимого размещения ортогонального многогранника иллюстрирует пример на рис. 3.

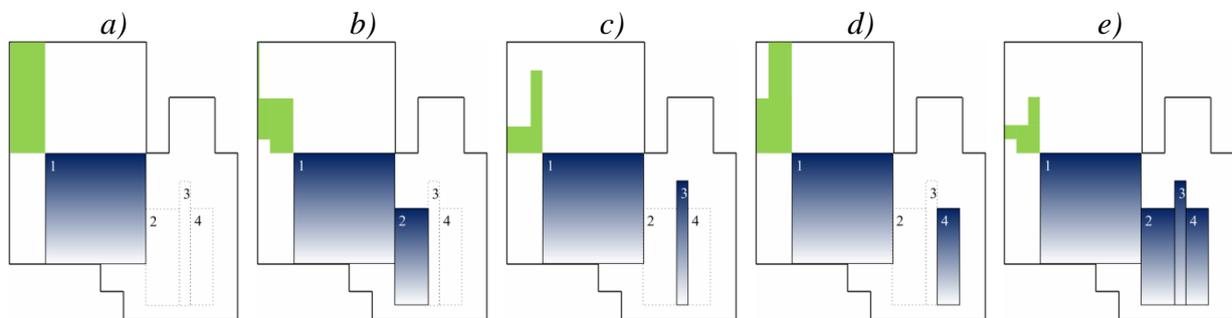


Рис. 3. Определение области допустимого размещения двухмерного ОМ при выборе для его первого объекта ПК, расположенного в левом верхнем углу контейнера:

a) ОМ $U_{i,1}$; b) ОМ $U_{i,2}$; c) ОМ $U_{i,3}$; d) ОМ $U_{i,4}$;

e) область допустимого размещения, полученная в результате применения операции пересечения к ОМ $U_{i,1}$, $U_{i,2}$, $U_{i,3}$ и $U_{i,4}$

Результаты

В настоящее время наиболее богатый функционал для решения задач планирования и подготовки аддитивного производства предоставляет программный продукт Materialise Magics, разработанный бельгийской компанией Materialise NV (<https://www.materialise.com/en/software/magics>), продукция которой используется 92% ведущих мировых производителей оборудования для 3D-печати (<https://www.materialise.com/en/facts>). Широкое признание этого программного продукта на мировом рынке аддитивных технологий, а также наличие встроенного модуля Sinter, предназначенного для оптимизации компоновки, объясняет его выбор для проведения сравнительного анализа полученных результатов.

В рамках проведённых исследований были решены задачи компоновки деталей внутри трёхмерного контейнера в форме

параллелепипеда длиной 340 мм, шириной 340 мм и высотой 620 мм. При формировании компоновок были разрешены повороты деталей на углы, кратные 90° , а также заданы следующие ограничения: интервал между размещаемыми деталями равен 6 мм, отступ от нижней грани контейнера равен 9 мм, отступ от боковых граней контейнера равен 10 мм.

Разработанные алгоритмы формирования и размещения ортогональных многогранников различной размерности реализованы в авторском прикладном программном обеспечении Packer. Вычислительные эксперименты проводились на персональном компьютере (ЦП – Intel Core i5-8400, 2,8 ГГц; 8 ГБ ОЗУ).

Результаты решения задачи компоновки 200 деталей трёх различных типов (задача № 1) приведены на рис. 4. Результаты решения задачи компоновки 100 деталей восьми различных типов (задача № 2) приведены на рис. 5.

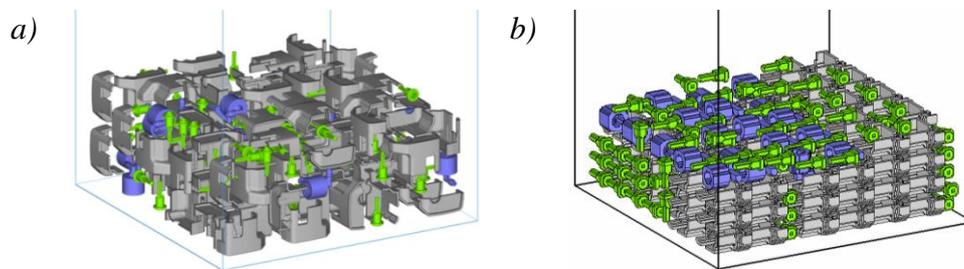


Рис. 4. Компоновка деталей на платформе 3D-принтера (задача № 1):
a) наилучшее решение задачи, полученное модулем Sinter программы Materialise Magics (высота компоновки: 141,0 мм, время решения: 300 с);
b) компоновка ортогональных многогранников, полученная разработанной программой Packer (высота компоновки: 122,4 мм; время решения: 107 с)

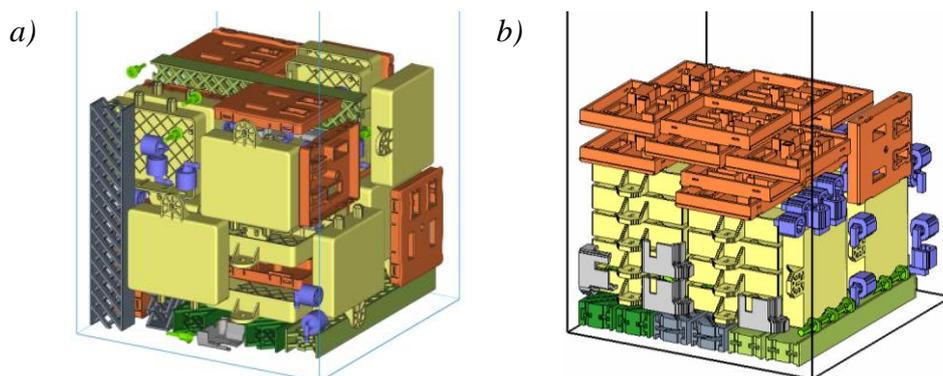


Рис. 5. Компоновка деталей на платформе 3D-принтера (задача № 2):
a) наилучшее решение задачи, полученное модулем Sinter программы Materialise Magics (высота компоновки: 318,0 мм, время решения: 300 с);
b) компоновка ортогональных многогранников, полученная разработанной программой Packer (высота компоновки: 298,4 мм; время решения: 96 с)

Представленные примеры демонстрируют превосходство компоновок (как по скорости их формирования, так и по плотности размещения деталей), получаемых на основе разработанных алгоритмов формирования и размещения ортогональных многогранников, перед наилучшими компоновками, формируемыми программой Materialise Magics.

На рис. 6 представлен пример решения задачи упаковки наибольшего числа нерегулярных объектов внутри трёхмерного контейнера сложной геометрии (в форме латинской буквы **R**). Разработанный алгоритм размещения ортогональных многогранников обеспечил получение решения этой задачи за 654 с.

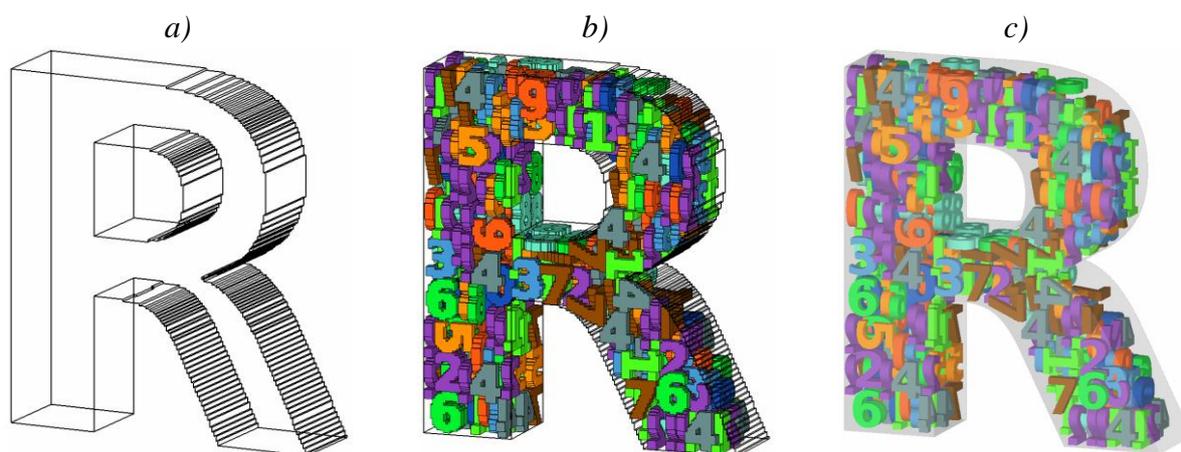
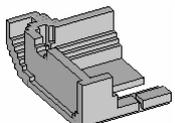
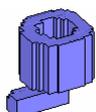
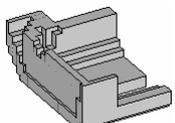
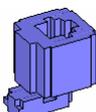
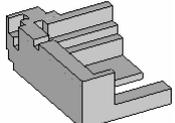
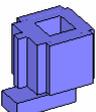
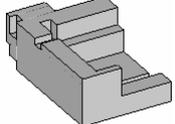
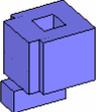
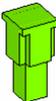


Рис. 6. Размещение нерегулярных объектов внутри контейнера в форме буквы **R**:
a) контейнер, полученный после задания геометрических ограничений;
b) сформированная компоновка ортогональных многогранников (473 объекта);
c) визуализация сформированной компоновки объектов, заданных в полигональном представлении

Обсуждение

Разработанный алгоритм размещения ортогональных многогранников, полученных в результате вокселизации, позволяет решать задачи компоновки объектов произвольной формы. Очевидно, что с увеличением размеров вокселей будет сильнее искажаться геометрия размещаемых объектов, а получаемые ортогональные многогранники будут состоять из меньшего числа ортогональных объектов, что приведёт к снижению плотности размещения объектов, однако обеспечит рост скорости формирования компоновки. Например, в табл. 1 приведены результаты решения задачи № 1, полученные при размещении ортогональных многогранников, полученных при вокселизации с различной степенью детализации (в процессе формирования каждого ортогонального многогранника было выполнено отсечение его частей, выступающих за границы параллелепипеда, описанного вокруг исходного объекта, заданного в полигональном представлении).

Таблица 1. Показатели скорости и качества размещения ортогональных многогранников, полученных с различной степенью детализации при вокселизации

Размер воксела, мм	Исходные полигональные объекты			Высота компоновки, мм	Время решения, с
	Деталь 1	Деталь 2	Деталь 3		
					
Размещаемые ортогональные многогранники (число ортогональных объектов/число вокселов)					
2	 (66/2220)	 (55/1616)	 (21/412)	122,4	107,0
3	 (38/852)	 (36/682)	 (7/154)	126,4	28,8
4	 (24/409)	 (18/290)	 (8/84)	130,4	11,4
5	 (18/282)	 (10/180)	 (9/68)	130,4	6,8

Заключение

В работе предложен новый метод решения задач упаковки объектов сложной геометрии, заключающийся в преобразовании их формы к ортогональным многогранникам и последующем применении разработанных алгоритмов эффективного конструирования ортогональной упаковки. Этот метод позволяет решать задачи плотной упаковки объектов произвольной формы внутри контейнеров сложной геометрии. Важно отметить, что все разработанные алгоритмы формирования и размещения ортогональных многогранников реализованы с обобщением по размерности, что делает их применимыми как для задач плоского раскроя и трёхмерной упаковки, так и для задач распределения ресурсов большей размерности.

Использование модели потенциальных контейнеров обеспечивает выбор наиболее подходящей области контейнера для каждого размещаемого объекта, что обеспечивает получение упаковок, характеризующихся высокой плотностью. Проведённые вычислительные эксперименты показали, что предложенный метод обеспечивает формирование в среднем на 10% более плотных компоновок объектов сложной формы в сравнении с компоновками, формируемыми программным решением Materialise Magics, являющимся лидером на рынке программного обеспечения для аддитивного производства, при этом скорость работы разработанного алгоритма размещения ортогональных многогранников в несколько раз выше.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Leao A.A., Toledo F.M., Oliveira J.F., Carravilla M.A., Alvarez-Valdés R. Irregular packing problems: a review of mathematical models // *European Journal of Operational Research*. 2020. Vol. 282. No. 3. P. 803-822.
- [2] Araújo L.J., Özcan E., Atkin J. A., Baumers M. Analysis of irregular three-dimensional packing problems in additive manufacturing: a new taxonomy and dataset // *International Journal of Production Research*. 2019. Vol. 57. No. 18. P. 5920-5934.
- [3] Тун Е.В., Маркин Л.В. Дискретные модели обеспечения зон обслуживания и автоматизированной компоновки летательных аппаратов // *Труды МАИ*. 2017. № 96. – 23 с.
- [4] Чеканин В.А. Алгоритмы размещения и удаления ортогональных многогранников произвольной размерности в задачах раскроя и упаковки // *Вестник МГТУ «Станкин»*. 2019. № 3 (50). С. 77-81.
- [5] Соболев А.Н., Косов М.Г., Некрасов А.Я. Моделирование конструкций корпусных деталей с использованием расчётных макроэлементов // *Вестник МГТУ «Станкин»*. 2014. № 3 (30). С. 98-101.
- [6] Григорьев С.Н. Тенденции и проблемы модернизации машиностроительного производства на базе отечественного станкостроения // *Вестник МГТУ Станкин*. 2010. № 3 (11). С. 7-13.
- [7] 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.
- [8] Johnson D.S. A brief history of NP-completeness, 1954–2012 // *Documenta Mathematica*. 2012. Extra Volume ISMP. P. 359-376.
- [9] Верхотуров М.А., Верхотурова Г.Н., Данилов К.В., Ягудин Р.Р. Упаковка сложных трёхмерных объектов в прямоугольный контейнер

- на базе дискретно-логического представления информации // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 4 (2). С. 378-383.
- [10] Ягудин Р.Р. Оптимизация компоновки трехмерных геометрических объектов на основе графа вектор-функции плотного размещения // Инженерный вестник Дона. 2012. Т. 21. № 3. С. 206-217.
- [11] Стоян Ю.Г., Сёмкин В.В., Чугай А.М. Моделирование плотной упаковки 3D-объектов // Кибернетика и системный анализ. 2016. № 52 (2). С. 137-146.
- [12] Romanova T., Bennell J., Stoyan Y., Pankratov A. Packing of concave polyhedra with continuous rotations using nonlinear optimization // European Journal of Operational Research. 2018. Vol. 268. No. 1. P. 37-53.
- [13] Romanova T., Stoyan Y., Pankratov A., Litvinchev I., Yanchevsky I., Mozgova I. Optimal packing in additive manufacturing // IFAC-PapersOnLine. 2019. Vol. 52. No. 13. P. 2758-2763.
- [14] Stoyan Y.G., Chugay A.M. Multistage Approach to Solving the Optimization Problem of Packing Nonconvex Polyhedra // Cybernetics and Systems Analysis. 2020. Vol. 56. No. 2. P. 259-268.
- [15] Картак В.М., Мухачева Э.А., Васильева Л.И., Петунин А.А. Задача размещения ортогональных многоугольников: модели и алгоритм покоординатной упаковки // Информационные технологии. 2008. № 3. С. 46-53.
- [16] Локтев М.А., Толлок А.В. Функциональный принцип обхода препятствий с применением метода функционально-воксельного моделирования // Вестник МГТУ «Станкин». 2016. № 1 (36). С. 75-80.
- [17] Плаксин А.М., Толлок А.В. Функционально-воксельная модель в задачах интеллектуализации систем автоматизированного проектирования // Вестник МГТУ Станкин. 2017. № 2 (41). С. 75-78.
- [18] Byholm T., Toivakka M., Westerholm J.. Effective packing of 3-dimensional voxel-based arbitrarily shaped particles // Powder Technology. 2009. Vol. 196. № 2. P. 139-146.
- [19] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Решение задачи декомпозиции ортогонального многогранника произвольной размерности // Современное машиностроение: Наука и образование. 2020. № 9. С. 373-384.
- [20] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. 2015. Vol. 22. P. 33-38.
- [21] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Алгоритмы формирования ортогональных многогранников произвольной размерности в задачах раскроя и упаковки // Вестник МГТУ «Станкин». 2018. № 3 (46). С. 126-130.

SOLUTION OF THE DENSE PACKING PROBLEM OF COMPLEX GEOMETRY OBJECTS

^{1,2}Moscow State University of Technology «STANKIN», Russia.

Abstract

The article is devoted to the dense packing problem of objects of arbitrary geometric shape with generalization in terms of dimension. To solve this problem, a method is proposed that consists in transforming the shape of objects by means of voxelization and the subsequent application of the developed algorithm for placing orthogonal polyhedrons using the model of potential containers. The effectiveness of the application of the developed method is demonstrated by the example of solving the problem of arrangement of parts on the platform of a 3D printer. The application of the developed algorithms for solving the dense packing problem of objects inside containers of arbitrary geometric shape is shown.

Key words: packing problem, orthogonal polyhedron, model of potential containers, additive technologies.

REFERENCES

- [1] Leao A.A., Toledo F.M., Oliveira J.F., Carravilla M.A., Alvarez-Valdés R. Irregular packing problems: a review of mathematical models // *European Journal of Operational Research*. 2020. Vol. 282. No. 3. P. 803-822.
- [2] Araújo L.J., Özcan E., Atkin J. A., Baumers M. Analysis of irregular three-dimensional packing problems in additive manufacturing: a new taxonomy and dataset // *International Journal of Production Research*. 2019. Vol. 57. No. 18. P. 5920-5934.
- [3] Tun E.V., Markin L.V. Diskretnye modeli obespecheniya zon obsluzhivaniya i avtomatizirovannoi komponovki letatel'nykh apparatov // *Trudy MAI*. 2017. Vol. 96. – 23 p. (rus.).
- [4] Chekanin V.A. Algorithms for the placing and deleting of orthogonal polyhedrons of arbitrary dimension in the cutting and packing problems // *Vestnik MSTU «STANKIN»*. 2019. Vol. 3. P. 77-81. (rus.).
- [5] Sobolev A.N., Kosov M.G., Nekrasov A.Y. The modeling of constructions of gear housing details using calculating macrocells // *Vestnik MSTU «STANKIN»*. 2014. Vol. 3. P. 98-101. (rus.).

- [6] Grigoriev S.N. Trends and Issues of the Modernization of Engineering Production on the Basis of Domestic Machine Tool // Vestnik MSTU «STANKIN». 2010. Vol. 3. P. 7-13. (rus.).
- [7] 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. (rus.).
- [8] Johnson D.S. A brief history of NP-completeness, 1954–2012 // Documenta Mathematica. 2012. Extra Volume ISMP. P. 359-376.
- [9] Verkhoturov M.A., Verkhoturova G.N., Danilov K.V., Yagudin R.R. The 3D Objects Dense Packing Problem into a Parallelepiped container on Base Discrete-Logical Representation // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk. 2014. Vol. 16. No. 4 (2). P. 378-383. (rus.).
- [10] Yagudin R.R. Optimizatsiya komponovki trekhmernykh geometricheskikh ob"ektov na osnove godografa vektor-funksii plotnogo razmeshcheniya // Inzhenernyj vestnik Dona. 2012. Vol. 21. No. 3. P. 206-217. (rus.).
- [11] Stoyan Y.G., Semkin V.V., Chugay A.M. Modelirovanie plotnoi upakovki 3D-ob"ektov // Kibernetika i Sistemnyi Analiz. 2016. Vol. 52 (2). P. 137-146. (rus.).
- [12] Romanova T., Bennell J., Stoyan Y., Pankratov A. Packing of concave polyhedra with continuous rotations using nonlinear optimization // European Journal of Operational Research. 2018. Vol. 268. No. 1. P. 37-53.
- [13] Romanova T., Stoyan Y., Pankratov A., Litvinchev I., Yanchevsky I., Mozgova I. Optimal packing in additive manufacturing // IFAC-PapersOnLine. 2019. Vol. 52. No. 13. P. 2758-2763.
- [14] Stoyan Y.G., Chugay A.M. Multistage Approach to Solving the Optimization Problem of Packing Nonconvex Polyhedra // Cybernetics and Systems Analysis. 2020. Vol. 56. No. 2. P. 259-268.
- [15] Kartak V.M., Mukhacheva E.A., Vasilyeva L.I., Petunin A.A. Packing Problem of Orthogonal Polygons: Models and Parallel Coordinate Packing Algorithm // Information Technologies. 2008. Vol 3. P. 46-53. (rus.).
- [16] Loktev M.A., Tolok A.V., The functional principle of obstacle avoidance using the method of functional voxel modeling. Vestnik MSTU «STANKIN». 2016. Vol. 1. P. 75-80. (rus.).
- [17] Plaksin A.M., Tolok A.V. The usage of functionally-voxel model in problems of intellectualisation of computer aided design // Vestnik MSTU «STANKIN». Vol. 2. P. 75-78. (rus.).
- [18] Byholm T., Toivakka M., Westerholm J.. Effective packing of 3-dimensional voxel-based arbitrarily shaped particles // Powder Technology. 2009. Vol. 196. № 2. P. 139-146.

- [19] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Solving the problem of decomposition of an orthogonal polyhedron of arbitrary dimension // Modern mechanical engineering: Science and education. 2020. No. 9. P. 373-384. (rus.).
- [20] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. 2015. Vol. 22. P. 33-38.
- [21] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithms for the formation of orthogonal polyhedrons of arbitrary dimension in the cutting and packing problems // Vestnik MSTU «STANKIN». 2018. Vol. 3. P. 126-130. (rus.).

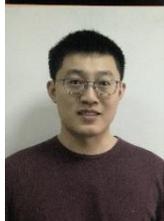
УДК 621.01

Чжао Вэнь¹, Янь Чуаньчао², В.Л.Жавнер³

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ ДЛЯ РАЗМОТКИ И ПРОТЯГИВАНИЯ РУЛОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ДИСКРЕТНОМ РЕЖИМЕ



¹Чжао Вэнь,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(981)795-4741, E-mail: wenfly2015@yandex.ru



²Янь Чуаньчао,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(967)512-6357, E-mail: ychuanqiao@mail.ru



³Виктор Леонидович Жавнер
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(921)7746310, E-mail: vjavner@outlook.com

Аннотация

В работе рассмотрено мехатронное устройство для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме, разработанное для фасовочно-упаковочного автомата для дозирования сыпучих продуктов. Результаты показали, что данное устройство может быть обеспечивать стабильный и непрерывный привод для размотки и протягивания. основными результатами работы являются уменьшение энергетических затрат и обеспечение работы привода протягивания упаковочного материала при постоянных нагрузках.

Ключевые слова: мехатронная система приводов, рулон с упаковочным материалом, дискретный режим работы, рекуперация энергии, переменная инерционная нагрузка, диссипативные потери

Введение

Целью данной работы является уменьшение затрат энергии в устройствах для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме.

Затраты энергии можно уменьшить использованием мехатронных пружинных двигателей с рекуперацией энергии [1-4]. В работах [5-7] рассмотрены вопросы использования мехатронных пружинных приводов для автоматизации загрузочных и вспомогательных операций.

В работах [8-10] представлено несколько устройств для размотки рулонных материалов. Анализ литературы показывает, что применение приводов с рекуперацией энергии ограничивается рабочими операциями с постоянными массами. В данной работе исследована мехатронная система приводов для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме, при этом имеется переменная инерционная нагрузка.

В работе исследована мехатронная система приводов для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме, использованная в фасовочно-упаковочном автомате для дозирования сыпучих продуктов. Подобная рабочая операция характерна для размотки и протягивания ленточных рулонных материалов различного назначения.

Данное исследование проведено применительно к технологической схеме фасовочно-упаковочного автомата для дозирования и фасования продукции в плоские пакеты, которые формируются из рулонного упаковочного материала путём его складывания. Типовая технологическая схема представлена на рисунке 1.

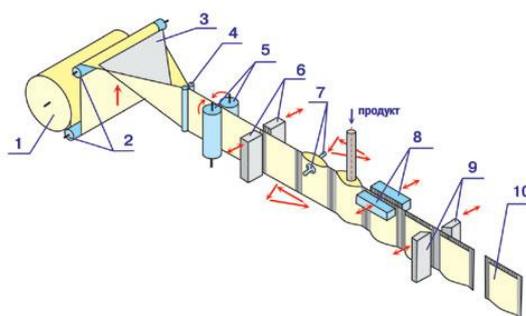


Рис. 1. Типовая технологическая схема дозирования и фасования периодического действия, с образованием плоского пакета складыванием упаковочного материала и свариванием поперечных швов: а – пакет с тремя швами; 1 – рулон; 2 – ролики натяжные; 3 – элемент складывающий; 4 – ролики складывающие; 5 – фрикционный привод; 6 – губки поперечной сварки; 7 – устройство раскрытия; 8 – губки запечатывающие; 9 – ножи; 10 – готовый пакет;

Подобная рабочая операция характерна для размотки и протягивания ленточных рулонных материалов различного назначения.

К особенностям этой рабочей операции относятся:

- работа в режиме «старт-стоп», практически без технологической паузы,
- фактически привод работает при постоянном включении, с частотой до 60 включений в минуту,
- при работе с жидкими и легко сыпучими продуктами необходимо обеспечивать плавный режим разгона и торможения и получать минимальную скорость в конце перемещения, с целью, например, избежать «выплёскивания» продукта,
- при работе в каждом цикле изменяется масса рулона и соответственно изменяются возникающие инерционные нагрузки.
- в случае использования остановок по «меткам» возрастают требования к стабильности скоростного режима.
- при повышении быстродействия привода увеличиваются затраты энергии.

В работе [11] показано, что при повышении быстродействия в два раза затраты энергии возрастают из-за инерционных нагрузок в 2 раза, а требуемая мощность двигателя в 4 раза

Снижения затрат энергии можно добиться использованием мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии. В работе [12] показано, что при одинаковых характеристиках рабочих операций, затраты энергии в мехатронном пружинном приводе уменьшаются в 9 раз по сравнению с электрическими, гидравлическими и пневматическими приводами и определяются как конфигурацией пружинного привода, так и трибологическими характеристиками материалов кинематических пар [13, 14].

Для исключения эффекта выплёскивания желательно применять законы движения с низкими скоростями при окончании движения [15].

Для обеспечения постоянства закона движения в работе [16] предложено вводить в систему приводов добавочный привод, который раскручивает рулон во время протягивания упаковочного материала.

В работе [17] предложен привод протягивания рулонного материала и система управления, отслеживающая характеристики рулона и изменяющая силовые параметры привода протягивания. Изменение массы контролируется с учетом количества циклов и по программе задается уменьшение массы на заданную конкретную величину.

Методы

В работе была поставлена задача исследовать основные характеристики базовых основных элементов мехатронной системы приводов для размотки и протягивания упаковочных материалов с учётом

рабочей операции. К базовым элементам отнесены рулон с упаковочным материалом, мехатронный пружинный привод с рекуперацией энергии, пневматический привод для раскручивания рулона.

На рисунке 2 представлена схема устройства для размотки и протягивания упаковочного материала. В её состав входят опорное устройство 1, на котором установлен рулон с упаковочным материалом, отклоняющие ролики 2, натяжной ролик 3, аккумулятор упаковочного материала 4, складывающийся элемент 7 и пневматический цилиндр 6 с захватным устройством для протягивания упаковочного материала. Кроме того, устройство снабжено пневматическим цилиндром 8, на выходном звене которого установлен ролик 9, контактирующий с натяжным роликом 3 при движении штока пневматического цилиндра 8 вниз. На оси ролика 3 шарнирно установлена металлическая пластина 10, а на корпусе (аккумулятор упаковочного материала 4) установлен датчик 11(D1) (рисунок 5а). Устройство снабжено также фиксатором упаковочного материала (цилиндром) 13, который срабатывает при окончании процесса протягивания упаковочного материала.

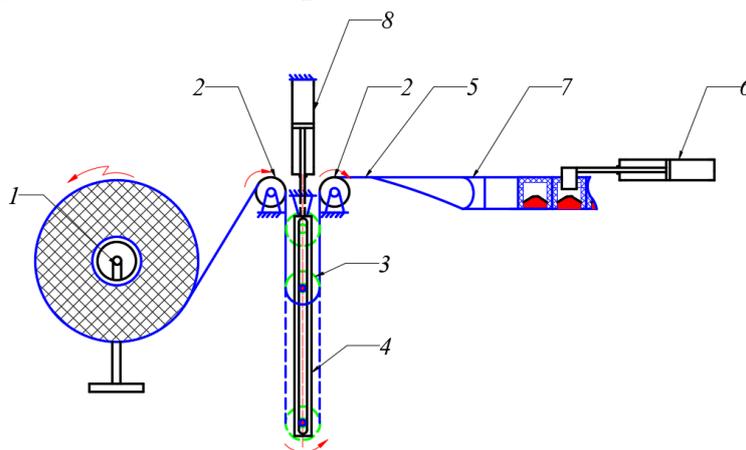


Рис. 2. Схема устройства для размотки и протягивания рулонного материала: 1 – опорное устройство с рулоном, 2 – направляющий ролик, 3 – натяжной ролик, 4 – аккумулятор упаковочного материала, 5 – упаковочный материал, 6, 8 – пневмоцилиндры, 7 – формовщик пакета

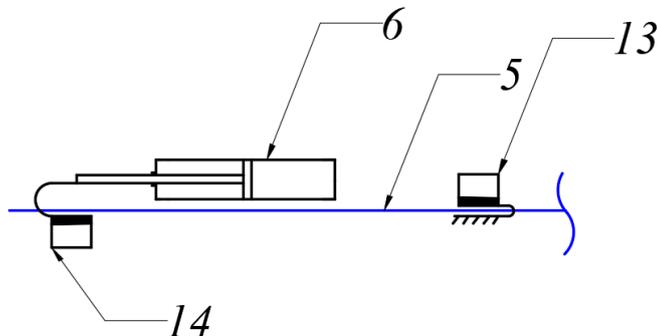


Рис. 3. Вид сверху на устройство для разматывания упаковочного материала. 14 - захват(цилиндр) для упаковочного материала, 13 – цилиндр для фиксации упаковочного материала.

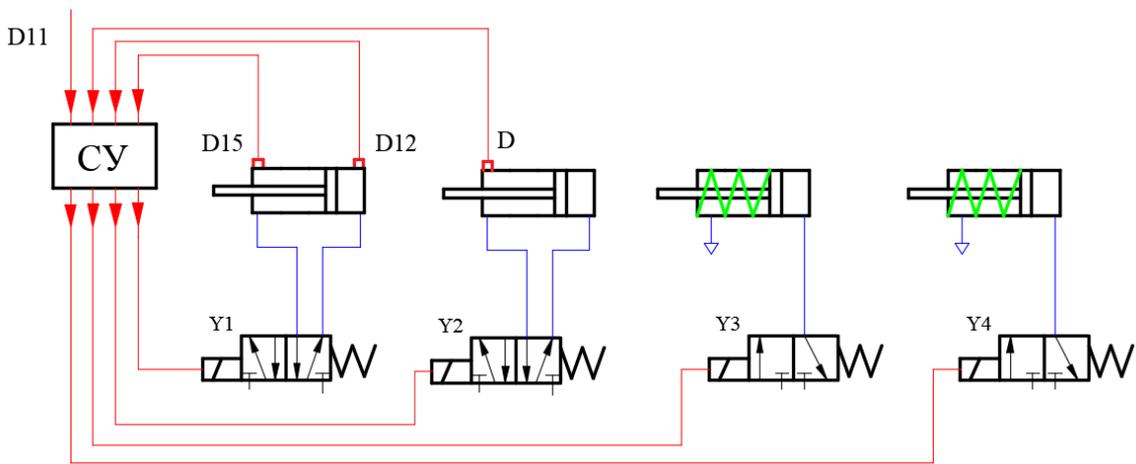


Рис. 4. Пневматическая схема системы приводов.

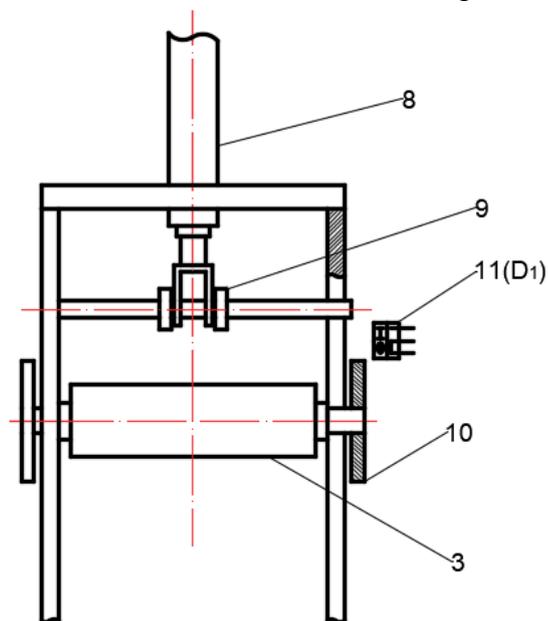


Рис. 5. Устройство для размотки и протягивания упаковочного материала: 8 – пневмоцилиндр, 9 – ролик, 3-натяжной ролик, 10 – металлическая пластина, 11 – датчик

Рассмотрим работу устройства для разматывания и протягивания упаковочного материала, представленного на рисунке 2.

Пусть в начальном положении натяжной ролик 3 находится в нижней части аккумулятора упаковочного материала 4. Как правило, это имеет место при первоначальном пуске, после установки рулона и протягивания упаковочного материала вдоль технологического тракта фасовочно-упаковочного автомата. В начальном положении шток цилиндра 6 находится в левом крайнем положении и в губках захватного устройства 14 зажат упаковочный материал. При пуске в работу шток цилиндра 6 вместе с захватным устройством 14 движется вправо и протягивает упаковочный материал вдоль технологического тракта. За время движения вправо рулон с упаковочным материалом неподвижен, а направляющий

ролик 3 поднимается на высоту равную половине рабочего хода штока пневматического цилиндра 6. Обратное движение штока пневматического цилиндра 6 начинается после подачи сигнала на фиксатор 13 и выключение захвата 14. После прихода штока в крайнее левое положение срабатывает датчик D15, а движение вправо начинается по команде с управляющего устройства после окончания дозирования и поступления сигнала с датчика D12 в положение захватного устройства в крайнем левом положении. Через несколько циклов натяжной ролик 3 поднимется, и пластина 10 войдет в область срабатывания датчика 11 и в систему управления поступит сигнал, что натяжной ролик находится в верхнем положении. Когда шток пневматического цилиндра 6 придет в крайнее правое положение в систему управления поступает сигнал с датчика 12, и при наличии двух сигналов с датчика 11 и датчика 12 крайнего правого положения штока пневматического цилиндра 6, из системы управления поступает сигнал на пневматический распределитель, который включает цилиндр 8 на движение штока вниз. После этого происходит контакт роликов 9 с натяжным роликом 3 и начинается разматывание рулона с упаковочным материалом. Когда шток цилиндра 8 достигнет нижнего положения, сработает датчик D и система управления подаст сигнал на втягивание штока пневматического цилиндра 8, и на движение штока пневматического цилиндра 6 вправо, если поступил сигнал об окончании процесса дозирования. Так как в этот момент рулон имеет запас кинетической энергии и продолжает вращение до тех пор, пока работа сил трения не будет равна кинетической энергии в момент окончания движения штока пневматического цилиндра 8. Длина сматываемого упаковочного материала, как правило, больше рабочего хода штока пневматического цилиндра 8 и натяжной ролик 3 опустится вниз и сигнал с датчика 11 пропадет. Дальше работа будет продолжаться также, как и при первоначальном пуске. Как видим, инерционная нагрузка в режиме протягивания упаковочного материала практически остаётся постоянной.

Снижение энергопотребления разработанной системы приводов для раскручивания и протягивания упаковочного материала обеспечивается следующими принятыми решениями:

1. Не применяется тормоз, установленный на оси вращения рулона и обеспечивающий постоянное натяжение рулонного материала.
2. Применена аккумуляторная система для рулонного материала при свободном выбеге рулона.
3. В аккумуляторе рулонного материала имеется натяжной ролик минимально возможной массы для упорядоченного движения рулонного материала.

4. Натяжной ролик попадая в верхнюю часть рулонного аккумулятора, включает датчик и в систему управления поступает сигнал о том, что рулонный аккумулятор свободен.

5. После окончания текущего цикла протягивания упаковочного материала включаются фиксаторы для его остановки и одновременно подаётся сигнал на движение штока цилиндра для размотки рулона вдоль осевой линии аккумулятора.

6. Начинается раскручивание рулона с упаковочным материалом.

7. Когда цилиндр достигнет нижнего крайнего положения, датчик, установленный на нижней части корпуса цилиндра, подаёт сигнал в систему управления на выполнение следующего цикла протягивания рулонного материала.

8. Рулон продолжает свободный выбег и под действием натяжного ролика рулонный материал заполняет аккумулятор рулонного материала.

Если в аккумуляторе помещается материал, например, на 20 циклов, то цилиндр для раскручивания рулонного материала может срабатывать через каждые двадцать циклов.

Переменный момент инерции рулона J , радиус рулона R и его масса m с каждым циклом уменьшаются, причём масса рулона с каждым циклом уменьшается на величину, массы рулонного материала, протягиваемой за один цикл.

На рисунке 6 представлен мехатронный пружинный привод с рекуперацией энергии для размотки и протягивания упаковочного материала с использованием пневматического цилиндра для компенсации диссипативных потерь.

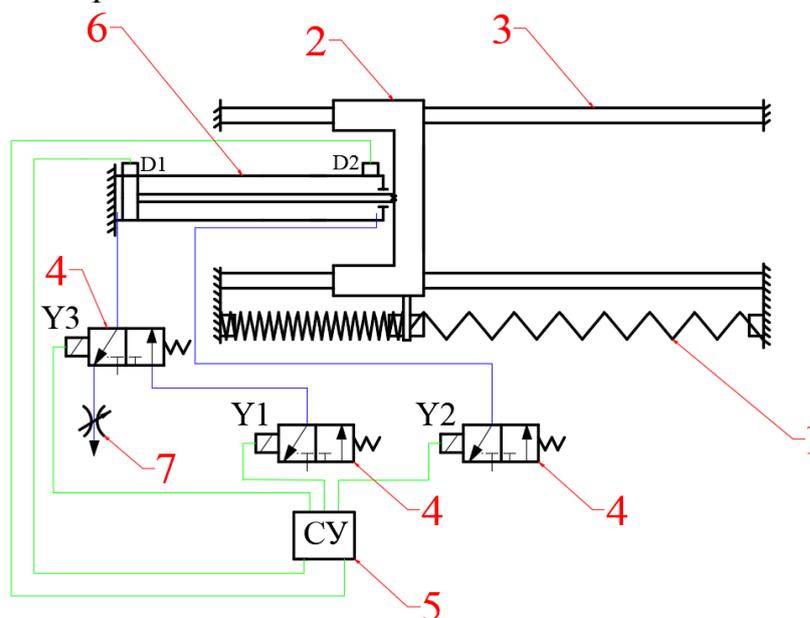


Рис. 6. Схема мехатронного пружинного привода с рекуперацией энергии с использованием пневматического цилиндра.

Без учета диссипативных потерь, рассматриваемый пружинный привод представляет консервативный линейный осциллятор с частотой колебаний, не зависящей от амплитуды x_{max} .

Время перемещения каретки 2, без учёта диссипативных потерь, равно времени полупериода колебательной системы и зависит от перемещаемой массы и жёсткости пружин.

Такая конфигурация привода позволяет программным способом организовать, в соответствии с теоремой Эри [18, 19], любой возможный вариант работы пневматического цилиндра для компенсации диссипативных потерь.

Максимальная потенциальная энергия U_{max} каждой пружины равна

$$U_{max} = 2cx_{max}^2 \quad (1)$$

Из уравнения механической энергии системы без учета диссипативных потерь, имеющего вид

$$U_{max} = U_T + T_T, \quad (2)$$

после преобразований получаем каноническое уравнение эллипса

$$\frac{x_T^2}{a^2} + \frac{\dot{x}_T^2}{b^2} = 1, \quad (3)$$

где $a^2 = x_{max}^2$ и $b^2 = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot x_{max}^2$.

На рисунке 7 показаны графики скорости и ускорения каретки, когда параметры системы в режиме рабочего хода и холостого хода одинаковы и отсутствует внешняя инерционная нагрузка.

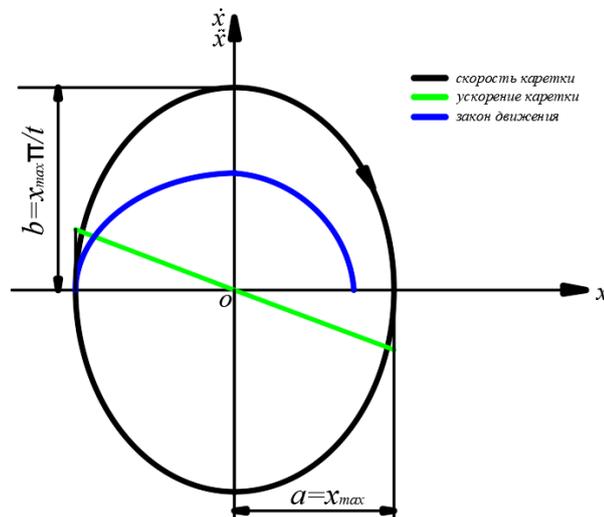


Рис. 7. Графики скорости и ускорения каретки пружинного привода.

На рисунке 8 показана циклограммы работы пружинного привода и включения пневматического цилиндра при различных режимах.

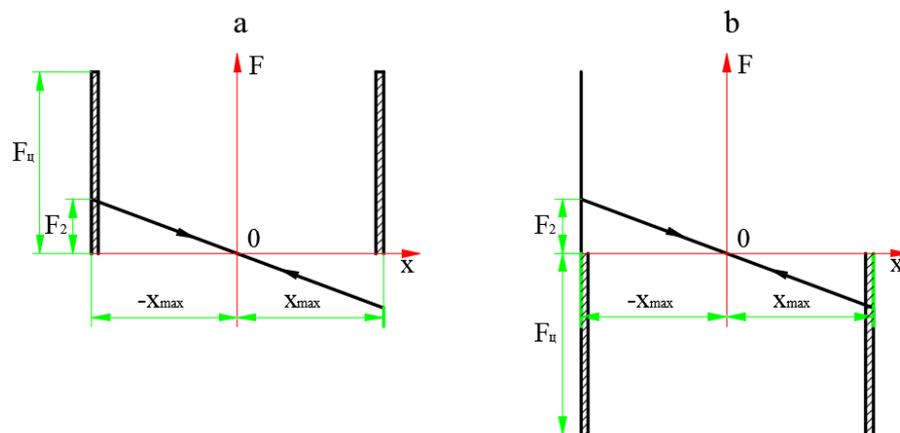


Рис. 8. Схема с тремя циклограммами: $F_{ц}$ - усилие пневматического цилиндра, F_2 - усилие пружины.

На рисунке 8а показана циклограмма включения пневматического цилиндра в начале и конце перемещения для компенсации диссипативных потерь, что обеспечивает верхнюю часть кривой на рисунке 3.

На рисунке 8b показана циклограмм включения пневматического цилиндра в режиме холостого хода. В первом приближении время рабочего и холостого хода можно применять одинаковым, но практически время холостого хода (обратного движения каретки) будет меньше.

Уравнение механической энергии для этого режима имеет вид

$$U_{э} + F_{ц} \cdot (x_{max} - x_{к}) = 0.5 \cdot m \cdot \dot{x}_{max}^2 + vU_{max}, \quad (4)$$

где v – коэффициент потерь в пружинном приводе.

\dot{x}_{max} – максимальная линейная скорость упаковочного материала.

Усилие на штоке пневматического цилиндра $F_{ц}$ должно быть равно или больше максимального усилия пружины, что обеспечивает фиксацию каретки в крайних положениях.

Как видно из изложенного выше, протягивание обеспечивается упаковочным материалом, находящимся в аккумуляторе и привод протягивания работает в стабильном режиме. Когда натяжной ролик поднимается кверху срабатывает датчик и в систему управления поступает сигнал, который сравнивается с сигналом об окончании цикла протягивания, и система управления подаёт сигнал на фиксацию упаковочного материала и на пневматический распределитель привода цилиндра для размотки упаковочного материала. Шток пневматического цилиндра взаимодействует с натяжным роликом, начинается размотка рулона, причём скорость сматывания упаковочного материала в два раза больше скорости штока.

Определим длину сматываемого упаковочного материала.

Кинетическая энергия вращающегося рулона T определяется из выражения

$$T = \frac{1}{4} \cdot m_T \cdot \dot{x}_y^2, \quad (5)$$

где m_T – текущее значение массы рулона.

\dot{x}_y - текущее значение скорости упаковочного материала

На рисунке 9 представлена установка рулона на опорное устройство, когда ось рулона совпадает с осью вращения опорного устройства.

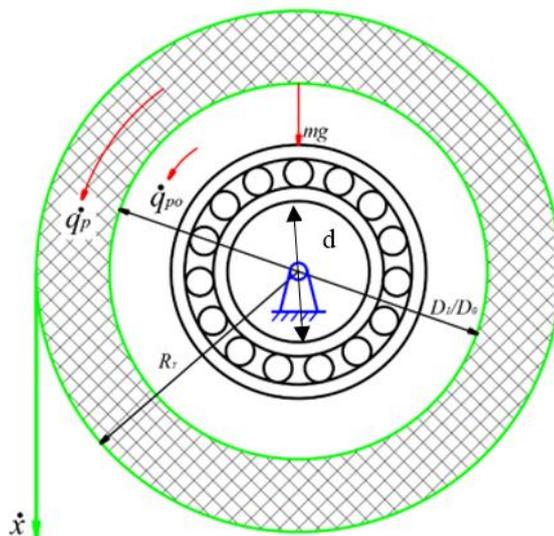


Рис. 9. Установка рулона на опорное устройство

Работа сил трения во время свободного выбега рулона до полной остановки, с учетом приведенного коэффициента трения $f_{пр}$ равна [23]

$$A=0.5 \cdot m \cdot g \cdot f_{пр} \cdot d \cdot q \quad (6)$$

Из совместного решения уравнений (5) и (6) получим выражение для определения угла поворота рулона q до его полной остановки

$$q = \frac{\dot{x}_y^2}{2gd f_{пр}}, \quad (7)$$

что позволяет определить длину сматываемого материала

$$L = q \cdot R = \frac{\dot{x}_y^2}{2gd f_{пр}} \cdot R \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что длина сматываемого материала, определяется конструктивными параметрами, скоростью сматывания упаковочного материала и текущим значением радиуса рулона. При максимальном, начальном радиусе рулона имеем наибольшую свободную длину сматываемого упаковочного материала.

Рассмотрим рулон как сплошной диск, тогда момент инерции рулона упаковочного материала определяется из выражения

$$J = 0.5 \cdot m_T \cdot R^2 \quad (9)$$

Расчетными характеристиками привода размотки рулона является приведенная масса и скорость движения штока цилиндра. Соотношение между приведенной и текущей массой имеет вид

$$m_{пр} = 0,5m \quad (10)$$

Практически за всё время работы с одним рулоном, пружинный аккумулятор после каждого включения привода на размотку рулона полностью заполняется упаковочным материалом

Результаты

По результатам исследования была разработана система приводов для размотки и протягивания упаковочного материала, состоящей из опорного устройства, аккумулятора для упаковочного материала, пружинного аккумулятора, двух пневматических цилиндров, электромагнитных приводов пневматических распределителей, информационно-измерительной системы и системой управления, имеющая связь с системами управления верхнего уровня. Это позволило её рассматривать как совокупность двух подсистем, взаимодействующих с упаковочным материалом последовательно с разными промежутками времени. Общими элементами для них являются система управления и аккумулятор для упаковочного материала, что обеспечивает снижение затрат энергии благодаря рекуперации энергии и стабильному режиму работы привода протягивания упаковочного материала.

Обсуждение

На примере разработанной системы приводов показана возможность снижения затрат энергии за счёт подробного анализа рабочей операции и на основе этого принимать решения по построению системы приводов для данного класса рабочих операций.

Заключение

Основная идея статьи заключается в том, что задача снижения затрат энергии обеспечивается применением нескольких различных двигательных систем, в том числе и силы гравитации. Применение системы управления позволило заменить систему приводов двумя динамическими подсистемами, одна из которых работает, практически постоянно, а вторая подсистема включается периодически для заполнения аккумулятора упаковочным материалом. Дальнейшие исследования будут направлены на определение рациональной вместимости аккумулятора упаковочного материала и определение массы натяжного ролика, которая способствует увеличению длины сматываемого упаковочного материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Теоретические основы робототехники. В 2 кн. – М.: Наука. – 2006. – 376 с.
- [2] Брылина О.Г., Языков Ю.С., К сравнительному анализу пневматических, гидравлических и электроприводов // Энерго- и ресурсосбережение. Том 4. №1 2016г. Южно-уральский государственный университет.
- [3] Salamandra K., Tyves L. Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT 2018, pp. 2071-2078. DOI: 10.22616/ERDev2018.17. N331
- [4] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elektromagnetische Vorrichtung zur Erzeugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritätsdatum 1.Juni 1928.
- [5] Victor L. Zhavner, Wen Zhao, Chuanchao Yan and Long Wu, Research and Development of a Spring Drive with Recovery Energy in the Presence of a Variable Inertial Load , Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference , “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2019. 2019 vol. 1, p 209-220
- [6] Патент РФ № 2742446 от 05.02.2021 Мехатронный пружинный привод / Жавнер Виктор Леонидович (RU), Чжао Вэнь (CN), Янь Чуаньчао (CN),
- [7] Донской Анатолий Сергеевич, Основы пневмоавтоматики: учебное пособие, Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2016
- [8] Саламандра Б.Л. Анализ способов стабилизации положения этикетки на автоматических упаковочных машинах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 2. С. 106-112..
- [9] Патент РФ № 2741139 от 22.01.2021 Способ формования упаковочного материала / Жавнер Виктор Леонидович (RU), Чжао Вэнь (CN)
- [10] Вилсон. Д. Рулонная офсетная печатная машина: механизмы, эксплуатация, обслуживание / Д. Вилсон; пер. с англ.; под ред. В. Н. Румянцева. — Москва : ПРИНТ-МЕДИА центр, 2007.
- [11] Lichti H., Lempert J. Verfahren und Vorrichtung zum Herstellen von durch Deckfolien abgedeckten Behältern. Патент ФРГ № 3912054 A1. Кл. B65B9/04. 1990.
- [12] Левин А. И., Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. М., «Машиностроение», 1978, 184 с.

- [13] Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V., Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion, International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.) №12,2018, 9, с. 784-789
- [14] Musalimov V., Nuzhdin K., Kalapyshina I. Modelling of Nonlinear Dynamic of Mechanic Systems with the Force Tribological Interaction. Tribology in Industry, Serbija. - 2015. Volume 37, Issue 3, 22 September 2015, Pages 360-365.(Q3,SJR 0.29)
- [15] Musalimov V., Kovalenko P., Perepelkina S., Estimation of Triboresistance of Erythrocytes during Surface Scanning with use of Atomic Force Microscopy. FME Transactions. - Belgrad: University of Belgrade, 2015. - Vol. 43, №3. - P. 254-258.(Q2,SJR 0.32)
- [16] Колчин Н. И., Механика машин. Т. 1. Машиностроение, 1972. –456 с.
- [17] Жавнер В. Л., ВЭНЬ ЧЖАО, ЛУН У, Исследования мехатронного устройства для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме, Технологии мехатроники и робототехники, Приборостроение, 2020. № 4, с 322-329
- [18] Kellhoff G., La formule d^{Airy}.-Mem. Acad. Bel., 1897/ Vol 5 №11
- [19] Баутин. Н.Н., Динамическая теория часов. –М.: Наука,-1986.-192с.

Zhao Wen, Yan Chuanchao, V.L. Zhavner

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF DRIVE SYSTEM FOR UNWINDING AND PULLING ROLLED MATERIALS IN DISCRETE MODE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers a mechatronic device for unwinding and pulling roll materials in a discrete mode, developed for a filling and packaging machine for dosing bulk products. The results showed that this device can provide a stable and continuous drive for unwinding and pulling. The main results of the work are the reduction of energy costs and ensuring the operation of the drive for pulling the packaging material under constant loads.

Key words: mechatronic drive system, roll with packaging material, discrete operation, energy recovery, variable inertial load, dissipative losse.

REFERENCES

- [1] Korendyasev AI, Salamandra BL, Tyves LI, Theoretical foundations of robotics. In 2 books. - М .: Science. - 2006 .-- 376 p.

- [2] Brylina OG, Yazykov Yu.S., To a comparative analysis of pneumatic, hydraulic and electric drives // Energy and resource saving. Volume 4. No. 1 2016 South Ural State University.
- [3] Salamandra K., Tyves L. Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles // ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT 2018, pp. 2071-2078. DOI: 10.22616 / ERDev2018.17. N331
- [4] Patentschrift No. 562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elertromagnetische Vorrichtung zur Erzeugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritätsdatum 1. June 1928.
- [5] Victor L. Zhavner, Wen Zhao, Chuanchao Yan and Long Wu, Research and Development of a Spring Drive with Recovery Energy in the Presence of a Variable Inertial Load , Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference , “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2019. 2019 vol. 1, p 209-220
- [6] RF Patent No. 2742446 dated 02/05/2021 Mechatronic spring drive / Zhavner Viktor Leonidovich (RU), Zhao Wen (CN), Yan Chuanchao (CN),
- [7] Donskoy Anatoly Sergeevich, Fundamentals of pneumatic automation: a tutorial, St. Petersburg: Publishing house of the Polytechnic. university, 2016
- [8] Salamander B.L. Analysis of methods for stabilizing the position of labels on automatic packaging machines // Problems of mechanical engineering and reliability of machines. 2017. No. 2. P. 106-112 ..
- [9] RF Patent No. 2741139 dated 01.22.2021 Method of forming packaging material / Zhavner Viktor Leonidovich (RU), Zhao Wen (CN)
- [10] Wilson. D. Roll offset printing machine: mechanisms, operation, maintenance / D. Wilson; per. from English; ed. V.N. Rummyantseva. - Moscow: PRINT-MEDIA center, 2007.
- [11] Lichti H., Lempert J. Verfahren und Vorrichtung zum Herstellen von durch Deckfolien abgedeckten Behaltern. Federal Republic of Germany patent No. 3912054 A1. Cl. B65B9 / 04. 1990.
- [12] Levin AI, Mathematical modeling in research and design of machine tools. M., "Mechanical Engineering", 1978, 184 p.
- [13] Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V., Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion, International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.) No. 12,2018, 9, p. 784-789
- [14] Musalimov V., Nuzhdin K., Kalapyshina I. Modeling of Nonlinear Dynamic of Mechanic Systems with the Force Tribological Interaction. Tribology in Industry, Srbija. - 2015. Volume 37, Issue 3, 22 September 2015, Pages 360-365. (Q3, SJR 0.29)

- [15] Musalimov V., Kovalenko P., Perepelkina S., Estimation of Triboresistance of Erythrocytes during Surface Scanning with use of Atomic Force Microscopy. FME Transactions. - Belgrad: University of Belgrade, 2015. - Vol. 43, no. 3. - P. 254-258. (Q2, SJR 0.32)
- [16] Kolchin NI, Mechanics of machines. T. 1. Mechanical engineering, 1972. – 456 p.
- [17] Zhavner VL, WEN ZHAO, LUN WU, Research of a mechatronic device for unwinding and pulling roll materials in a discrete mode, Technologies of mechatronics and robotics, Instrument-making, 2020. No. 4, p. 322-329
- [18] Kellhoff G., La formule d ^ Airy.-Mem. Acad. Bel., 1897 / Vol 5 No. 11
- [19] Bautin. N.N., Dynamic theory of clocks. –M .: Science, -1986.-192s.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ISSN 2223-0807

Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 10-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова
и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2021.

УДК 621.95.04

Д. Быченко¹, И. И. Козарь², Д. Н. Шабалин³

ПЕРСПЕКТИВЫ СВЕРЛЕНИЯ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ С НАЛОЖЕНИЕМ ОСЕВЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ



¹ Денис Быченко,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7664, E-mail:denisba97@mail.ru.



² Иван Иванович Козарь,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7664, E-mail:kii49@yandex.ru.



³ Дмитрий Николаевич Шабалин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7664, E-mail:shadmit@yandex.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены особенности сверления труднообрабатываемых материалов: жаропрочных, жаростойких, коррозионностойких сталей и сплавов, композитных материалов и их пакетов. Классифицированы различные подходы, позволяющие улучшить их обрабатываемость. Описаны преимущества вибрационного сверления и предложена конструкция устройства для сверления с наложением осевых

автоколебаний негармонической формы (релаксационных). Приведены результаты экспериментов, доказывающих его эффективность.

Ключевые слова: труднообрабатываемые материалы, сверление, автоколебания, технологическая система, дробление стружки, увод оси, разбивка, шероховатость.

Введение

В настоящее время в машиностроении наряду с хорошо известными материалами, обладающими особыми свойствами (жаростойкие, жаропрочные, коррозионностойкие стали и сплавы), все большее применение находят новые материалы этой категории, в том числе композитные.

В аэрокосмической отрасли, а также в отдельных областях судостроения, широкое распространение получают смешанные пакеты, состоящие из отдельных пластин алюминиевых или титановых сплавов, соединенных с пластинами углепластика. В качестве примера можно привести пакеты из разработанного в США титанового сплава Ti6Al4V (ближайший отечественный аналог – ВТ6 ГОСТ 19807-91) и углепластика, составляющие по данным [1] около 50% массы современных самолетов таких промышленных гигантов, как Boeing и Airbus. Схожие разработки ведутся сейчас и в России в связи с запуском в производство самолета нового поколения МС-21 [2]. Объединение легких и прочных материалов в единой конструкции позволяет значительно сократить массу изделия, не уменьшая, а иногда даже увеличивая его несущую способность. Поскольку при сборке пакета применяются, в основном, болтовые или заклепочные соединения, то в технологическом процессе изготовления крупных узлов имеет место большое количество сверлильных операций.

Повышение требований к конечным изделиям (высокие пределы рабочих температур, высокие нагрузки, агрессивные рабочие среды) диктует разработку и применение сплавов с особыми свойствами на основе никеля, титана, кобальта, хрома в энергетическом машиностроении, производстве деталей для буровых установок, глубоководных аппаратов [3] и даже биомедицине. В числе таких материалов могут быть названы жаропрочный сплав Inconel 718 и 738LC (отечественные аналоги – ВЖЛ718 и ВЖЛ738 соответственно [4]), Haynes 282; нержавеющей стали X20Cr13 и AISI 316L (отечественные аналоги – стали 20X13 и 03X17H4M3 ГОСТ 5632-2014 соответственно) и др. В технологических процессах изготовления деталей из этих сплавов также существует необходимость сверлильных операций, причем иногда (отверстия под тросы, каналы

подачи жидкостей в буровом оборудовании, инжекторы двигателей, биомедицинские изделия [5]) – глубокого сверления.

Все вышеперечисленные категории материалов относятся к категории труднообрабатываемых. Так жаропрочные, коррозионностойкие сплавы, особенно на основе титана и никеля, в силу свойств своих основных компонентов обладают малой теплопроводностью, неблагоприятным соотношением между упругостью и вязкостью; при резании образуют сливную стружку, склонны к адгезии, наклепу и образованию нароста [1,5-8]. Все это ведет к значительному увеличению силы резания и крутящего момента при сверлении (за счет упругих воздействий на инструмент и интенсивного трения), критическому повышению температуры в зоне резания и, как следствие, ускоренному износу сверла (рис.1). Сверла из быстрорежущих сталей при обработке описанных материалов практически не применяются в связи с недостаточной красностойкостью. Однако и при работе цельными твердосплавными сверлами или сверлами с режущими пластинами из твердого сплава возникают трудности, поскольку их теплопроводность в 4-5 раз выше теплопроводности обрабатываемых материалов, к примеру, Inconel 718 [5]. Поэтому при высокой температуре в зоне резания будут складываться условия для диффузии атомов кобальта из твердого сплава, то есть деградации его связи, как следствие, затуплению и сколам [5,9].

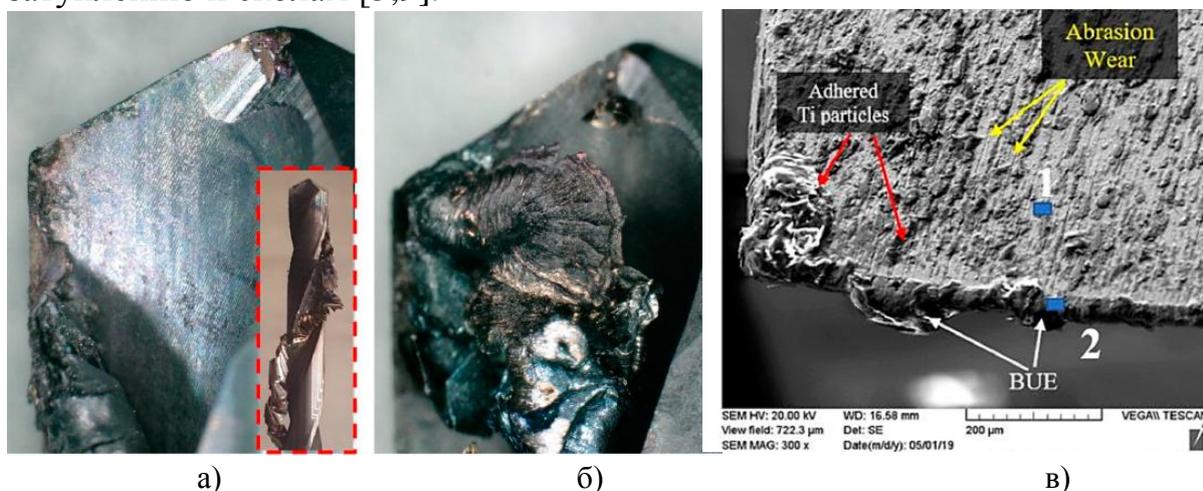


Рис. 1. Характерные проблемы при сверлении титановых сплавов [9]:
а), б) пакетирование и приваривание стружки в канавках сверла; в) абразивный износ (*abrasion wear*), нарост (*built up edge - BUE*) и явление адгезии частиц титана (*adhered Ti particles*) на режущей кромке сверла

При глубоком сверлении, то есть при отношении длины отверстия к его диаметру $l/d > 3...5$ [10,11], все вышеперечисленные негативные явления только усиливают свое влияние, поскольку ухудшается отвод тепла и стружки из зоны резания. Вместе с этим инструмент постепенно теряет жесткость и устойчивость под действием возрастающих радиальных

и осевых нагрузок при все большей его длине взаимодействия с материалом [5,10]. Стружка хуже выводится из отверстия, царапает его стенки, налипает на инструмент, пакетируется вплоть до полной остановки процесса сверления и заклинивания или поломки сверла [9].

При сверлении углепластиков разрушающиеся хрупкие, но твердые углеродные волокна абразивно воздействуют на инструмент, вызывая появление трещин и его заметный износ – выкрашивание [1,2,7,9,12]. Из-за низкой адгезионной связи наполнителя (углеродного волокна) и связующего (полимерной матрицы), высокой пластичности связующего и низкой пластичности наполнителя, структурной неоднородности (анизотропии) на входе и выходе отверстий наблюдаются заметные дефекты: сколы, непрорезы и выдергивание волокон, заусенцы, расслоение [9,12,13].

В случае обработки пакетов особенности каждого материала взаимно увеличивают сложность обеспечения заданного качества отверстий. Высокотемпературная металлическая стружка царапает стенки и торец уже просверленного отверстия в углепластике и может привести к его оплавлению [7,12,13]. Она также может вызывать его заметное расслоение на входе и выходе отверстия [9,14]. Еще более усложняет ситуацию то, что для сверления металлов и пластиков принципиально нужны инструменты с разными геометрическими параметрами и разными подходами к подаче СОЖ, однако при обработке пакета необходимо искать компромиссное решение [2].

Таким образом, как при раздельном, так и при совместном сверлении стали и сплавы с особыми свойствами и новые полимерные композитные материалы являют собой большой вызов с точки зрения обеспечения приемлемой производительности обработки и качества отверстий.

Методы

Существующие способы дробления стружки

Опираясь на основополагающие причины процессов, протекающих при сверлении отверстий, можно заметить, что их негативное влияние возможно уменьшить, если каким-либо образом добиться дробления стружки, ее эффективного удаления и охлаждения зоны резания.

При образовании сливной стружки выделяется намного больше энергии в виде тепла, чем при образовании более мелких стружек, за счет интенсивного процесса пластического деформирования и большой площади контакта между инструментом и материалом [7]. Сливная стружка застревает (пакетируется) в канавках инструмента, схватывается с ним, интенсивно трется о сверло и стенки отверстия, увеличивая

необходимый для продолжения процесса обработки крутящий момент [9]. Она отбрасывает часть СОЖ назад при вращении сверла, а в предельном случае – вообще не дает ей достичь зоны резания, тем самым приводя к перегреву инструмента и заготовки [5,11].

Исходя из того, каким образом осуществляется дробление стружки, можно укрупненно выделить два метода – некинематический и кинематический. Эти методы объединяют большое количество способов, причем, в некинематическом методе можно отметить две обширные подгруппы, во многом связанные между собой, – это инструментальные и технологические способы.

Сущность *инструментальных* способов заключается в дополнительном совершенствовании конструкции сверл. В первую очередь подбираются оптимальные углы режущей части α , γ , а также двойной угол в плане 2ϕ и угол подъема канавок ω . Применяются подточки поперечной режущей кромки и направляющей ленточки, снижающие трение и позволяющие уменьшить осевую силу и крутящий момент соответственно [6,10,15]. Кроме того, используются самые разнообразные формы заточки сверл; режущие кромки выполняются со ступенями или канавками, обеспечивающими дробление стружки по ширине; на передней поверхности формируются специальные подточки в виде лунок или порошков для дробления стружки по длине [2,6,10,15]. В последнее время широко применяются сверла со специальными покрытиями, повышающими износостойкость, химическую и температурную стойкость режущей части [1].

Суть *технологических* способов заключается в выборе оптимальной технологии сверления, то есть наилучших для данного материала режимов резания, смазочно-охлаждающей жидкости (далее – СОЖ) и способа ее подачи, а также использовании или неиспользовании выводов инструмента. Применение СОЖ значительно уменьшает разбивку обрабатываемого отверстия и увод оси, снижает шероховатость поверхности и способствует получению благоприятных сжимающих остаточных напряжений в материале заготовки как в осевом, так и в радиальном направлении [16].

Общим недостатком способов некинематического метода дробления стружки является то, что они дают положительные результаты, строго говоря, только в частных случаях. При иных режимах резания, изменении диаметра сверления и характеристик заготовки, затуплении инструмента и т.п. эффект от применения данных методов уменьшается. Поэтому для обеспечения устойчивого дробления и отвода стружки в меняющихся производственных условиях необходимо применить метод, модифицирующий характер самого процесса резания. Необходимо обеспечить периодический вывод режущих кромок сверла из зоны резания

без потери производительности. Такого эффекта позволяет достичь кинематический метод, реализуемый, в частности, в виде сверления с наложением колебаний (вибрационного).

Виды вибрационного сверления и устройств для его реализации

Вибрационное сверление системно изучается и используется в машиностроении с начала XX века и заметно активнее – с 60-70-х его годов [6,17]. По данным многочисленных исследований за счет прерывистости процесса резания возможно достичь достаточно постоянного и качественного дробления стружки, а также эффективного охлаждения контактных поверхностей инструмента и заготовки. Оба эти фактора способствуют значительному уменьшению температуры и сил трения в зоне резания, что положительно влияет на качество обработанного отверстия [1,7,9,18,19]. В целом же, сверление с вибрациями, особенно при сравнительно больших подачах, за счет некоторой динамичности и ударности процесса создает большие механические, но меньшие температурные нагрузки на режущий инструмент. Однако именно температура – причина критического адгезионного и диффузионного износа [1,7,19].

Для сообщения инструменту колебательного движения используются как вынужденные колебания, так и автоколебания. Наибольшее распространение получили устройства для сверления с наложением вынужденных колебаний механического [1,9,14,20], пьезоэлектрического [7,18,19], электродинамического [21] и электромагнитного [22] принципа действия. Интересно отметить, что упомянутые в работах [1,9,14,20] современные зарубежные устройства механического принципа действия, успешно изготавливаемые и реализуемые на коммерческой основе, очень близки по конструкции к отечественным разработкам 60-70-х годов прошлого века [23].

Несомненным достоинством вышеперечисленных устройств является стабильность работы и возможность получения колебаний устойчивой гармонической формы. Пьезоэлектрические и электродинамические устройства предоставляют широкие возможности регулирования амплитуды и частоты колебаний. Однако существенным недостатком при этом является необходимость либо непосредственного подвода электрической энергии извне, что достаточно неудобно в условиях производства (пьезоэлектрические и электродинамические устройства), либо достаточно жесткая зависимость частоты колебаний от частоты вращения шпинделя (механические и электромагнитные устройства). Кроме того, регулировка амплитуды и частоты колебаний механических устройств зачастую связана с их разборкой и заменой части элементов, что также не вполне удобно.

Устройства для вибрационного сверления, созданные по автоколебательному принципу, лишены вышеназванных недостатков. Во-первых, они не требуют подвода дополнительной энергии извне, поскольку автоколебания возбуждаются за счет самого процесса резания. Во-вторых, при соответствующей конструкции устройства, частотой и амплитудой колебаний можно плавно управлять в широких пределах без разборки изделия.

Принцип действия автоколебательных устройств основан на преднамеренном уменьшении жесткости части технологической системы. Тогда при некотором критическом усилии система выйдет из состояния равновесия и начнется процесс колебаний. В этом смысле автоколебательные системы схожи с системами управления [24] и являют собой подобие «умных» (*smart*) систем, однако не требуют ни специальных датчиков, ни модификации оборудования, ни программного обеспечения.

В настоящее время распространение получили колебательные системы типа вибропатрона (рис.2), главным элементом которых является специальная разрезная втулка пониженной жесткости, способная скручиваться под действием усилий резания, реализуя крутильно-осевые автоколебания [25-27]. Но такая конструкция, к сожалению, дает положительный эффект только в достаточно узком диапазоне режимов резания и для конкретных материалов. Моделирование же подобной втулки – длительный процесс. Для обеспечения некоторой регулировки в устройство добавляются специальные сменные кольца заданной жесткости [25] или конструктивно меняется положение «сплошного сечения» [26]. Однако очевидным недостатком будет необходимость разборки устройства и сложность настройки на необходимый режим колебаний при подобной регулировке.

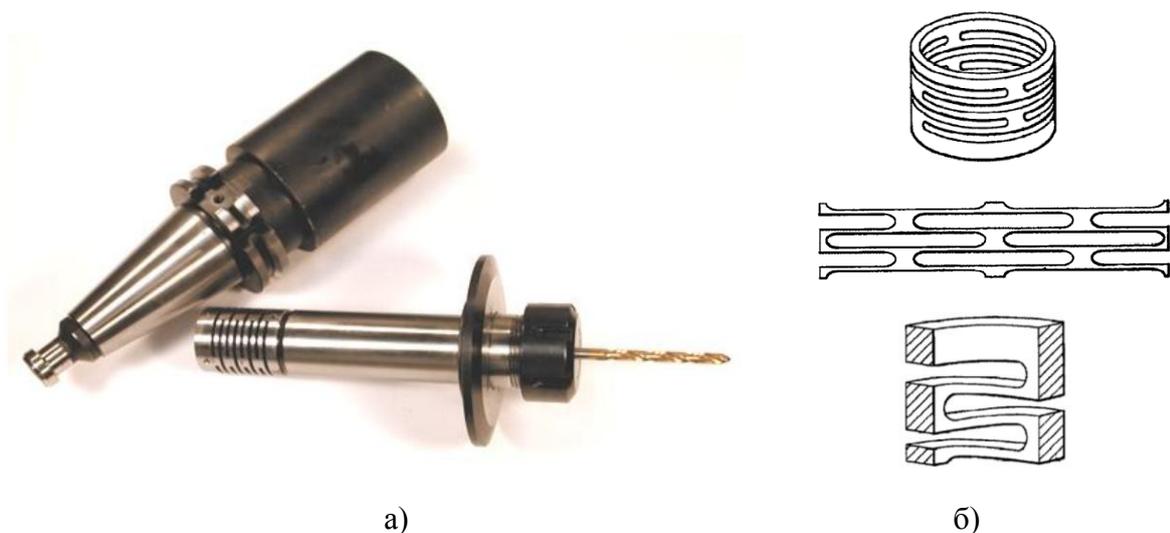


Рис. 2. Вибропатрон: а) общий вид [25]; б) варианты исполнения разрезной втулки [27]

Предлагаемое устройство для сверления с осевыми автоколебаниями

Для того, чтобы в полной мере раскрыть потенциал сверления с автоколебаниями, было разработано устройство, создающее осевые автоколебания негармонической формы (релаксационные) и допускающее плавное регулирование их частоты и амплитуды. Принципиальная схема устройства представлена на рис.3.

Корпус устройства 1 является одновременно и корпусом тормоза, в роторе 2 которого установлен подвижно в осевом направлении инструментальный шпindelь 3 с закрепленными на нем неподвижно торцовым кулачком 4. В корпусе устройства закреплен второй торцовый кулачок 5. На винтовую нарезку, выполненную на нижней части инструментального шпинделя 3, навинчена гайка 6, на которой установлен подпружиненный упорный шарикоподшипник 7. Усилие пружины сжатия 8 замыкается на корпусе 1 либо через кулачки 4 и 5, либо через гайку 6 с подшипником 7. Меняя положение гайки 6 на инструментальном шпинделе 3, можно непрерывно регулировать расстояние между кулачками, а значит и амплитуду колебаний в осевом направлении.

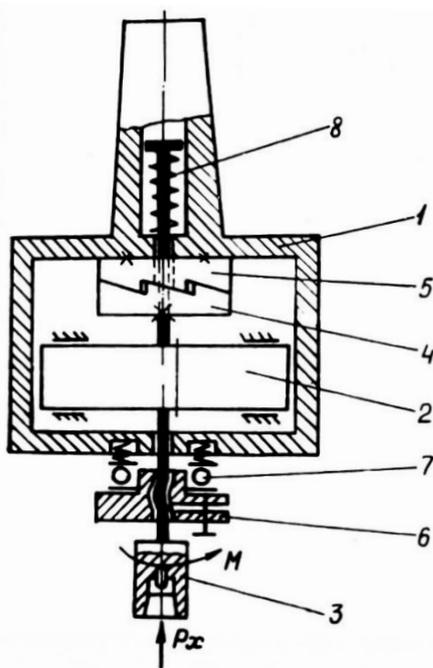


Рис. 3. Устройство для сверления с осевыми автоколебаниями

Тормоз устройства был выполнен в виде гидравлического аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой, способным устойчиво работать уже при частоте вращения 5-10 об/мин [28]. Он связан с гидросистемой (на схеме не показана), реализующей обратную связь в работе устройства и демпфирование осевой силы резания P_x , обеспечивая разгрузку кулачков 4 и 5. Плавно регулируя с помощью дросселя этой системы расход масла и

момент сопротивления тормоза, можно менять скорость вращения шпинделя 3 относительно корпуса 1, а следовательно, и частоту колебаний.

Пока крутящий момент M , приложенный к сверлу, меньше момента сопротивления системы M_c , кулачки 4 и 5 остаются сцепленными, инструментальный шпиндель движется как единое целое с ротором тормоза с подачей S_c , настроенной на станке. В каждый момент, когда крутящий момент M становится больше момента сопротивления M_c , аксиально-поршневой насос начинает перекачивать масло в системе, торцовые кулачки движутся друг относительно друга и, за счет формы кулачков, сверло движется с несколько большей подачей, чем S_c , – запускается процесс автоколебаний. В момент, когда торцовые кулачки расцепятся, сверло, находясь под действием осевой силы резания P_x и силы упругости растянутой пружины 8, начнет движение вверх, выйдет из зоны резания и система вернется в исходное состояние.

Важно отметить, что если по мере затупления инструмента, увеличения глубины отверстия, под влиянием внешних факторов и т.п. произойдет увеличение крутящего момента M , то система сама подстроится под это изменение. Относительное движение кулачков будет происходить быстрее – частота колебаний увеличится. В этом и заключается существенное преимущество автоколебательных систем.

Методика проведения экспериментов

Для оценки эффективности работы представленного устройства был проведен ряд опытов.

Опыты проводились на радиально-сверлильном станке модели 2Н55 при двух вылетах шпиндельной бабки относительно оси колонны $L = 500$ и 1250 мм для оценки влияния жесткости технологической системы на процесс сверления. В качестве заготовки использовался брус прямоугольного сечения 130×144 мм из стали 12Х18Н9Т, который предварительно размечался и зацентровывался. Сверление производилось с частотой вращения шпинделя станка $n = 400$ об/мин и подачей, установленной на станке, $S_c = 0.112$ мм/об. Значение количества оборотов сверла $z_{ц}$, на протяжении которых происходило образование одного отрезка стружки, с помощью регулировки устройства поддерживалось в пределах от 4 до 4.5.

В качестве инструмента использовалось сверло диаметром 15 мм из быстрорежущей стали Р6М5 с удлиненной рабочей частью и коническим хвостовиком. Конструкция сверла стандартная, кроме канавок: для улучшения отвода стружки они были выполнены шлифованными, с увеличенным углом наклона $\omega = 37^\circ$. Заточкой обеспечивалась следующая геометрия режущей части: двойной угол в плане $2\phi = 125^\circ \pm 1^\circ$, задний угол

$\alpha = 13^{\circ} \pm 40'$, угол наклона поперечной режущей кромки $\psi = 55^{\circ}$ (его отклонения не фиксировались). Подточкой поперечной режущей кромки ее длина уменьшалась до 1.5...1.8 мм с образованием переднего угла $\gamma \approx 10^{\circ}$.

Для уменьшения влияния неоднородности материала по длине заготовки на результаты экспериментов отверстия сверлились в определенном порядке в зависимости от вылета и способа резания по схеме, показанной на рис.4, слева. На каждом вылете сверлилось 30 отверстий глубиной 144 мм обычным и релаксационным резанием.

Измерение уводов осей отверстий производилось по схеме, изображенной на рис.2, справа, с помощью специальной оправки и двух рычажно-зубчатых индикаторов 1 МИГ-0 с ценой деления 1 мкм, установленных под углом 90° на шпинделе станка с помощью специального переходника. Фиксировалось смещение сечений оправки, расположенных на расстоянии, равном длине отверстия, то есть 144 мм (на оправке это расстояние было отмечено двумя кольцевыми рисками). Смещение измерялось в направлениях x и y .

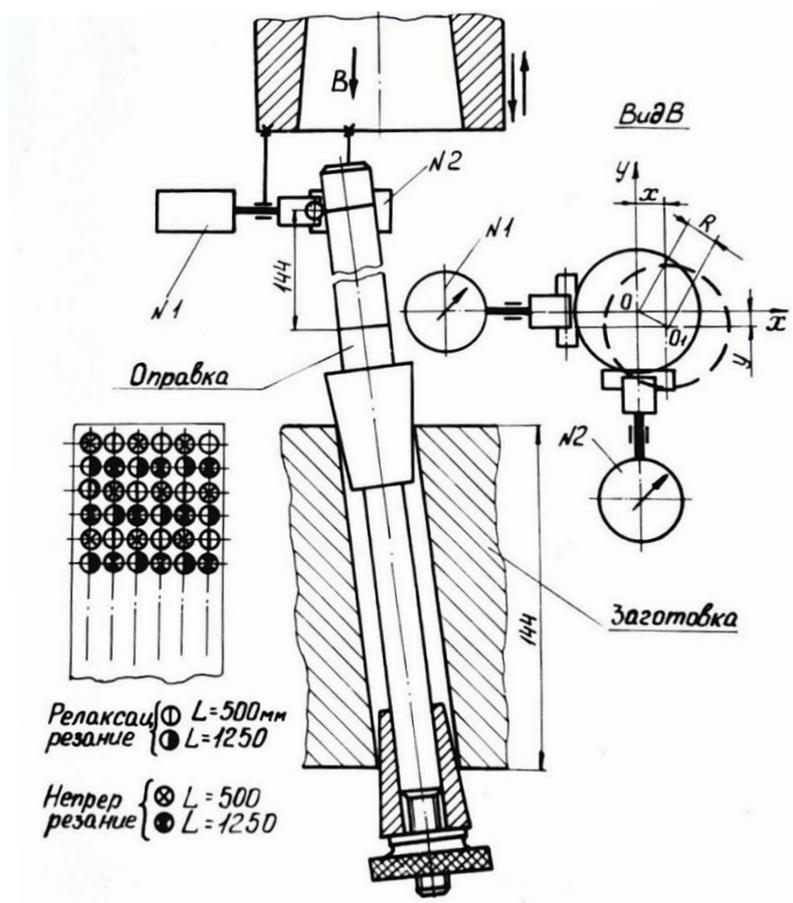


Рис. 4. Схема проведения эксперимента

Увод оси отверстия R определялся по формуле:

$$R = \sqrt{x^2 + y^2}.$$

Диаметр отверстий измерялся индикаторным нутромером НИ 10-18-1 по двухточечной схеме в пяти сечениях на глубинах: 5, 35, 70, 105, 140 мм. В каждом сечении производилось по 3 измерения с поворотом нутромера в отверстия примерно на 120° и результат усреднялся. Отдельно фиксировался наибольший диаметр среди всех пяти сечений.

После всех переточек сверло стало короче примерно на 10 мм. Это привело к уменьшению его диаметра на 0.007 мм (из-за обратной конусности – 0.07 на 100 мм длины). При измерениях разбивки это изменение диаметра, ввиду малости, не учитывалось.

Для изучения шероховатости поверхности заготовка была разрезана вдоль осей отверстий. При этом вскрывалось по 3 отверстия, обработанные разными способами. На двух участках, соответствующих глубинам сверления $l = 30$ и 105 мм, с помощью профилометра MarSurf M400 определялись параметры шероховатости Ra , Rz и $Rmax$.

Результаты

Во время экспериментов было установлено, что релаксационное сверление с использованием спроектированного устройства возможно осуществлять на всю длину обработки без промежуточных выводов инструмента. В то же время обычное, непрерывное, сверление вынужденно производилось с промежуточными выводами сверла из отверстия для очистки канавок от стружки при появлении характерных скрипов, свидетельствующих о ее пакетировании. Примерно 30% отверстий было обработано с тремя и 70% отверстий – с двумя выводами сверла. Отсюда можно сделать вывод о том, что релаксационное сверление способствует увеличению производительности процесса, поскольку не требует вынужденных вспомогательных технологических ходов.

Увод оси

Увод оси отверстия можно определить как максимальное отклонение действительной оси отверстия (выявленной средней линии) от номинальной.

По результатам измерений по схеме, описанной ранее, были построены аппроксимирующие кривые распределения увода оси отверстий (рис.5). По оси абсцисс отложены полученные значения увода Δ , мм, по оси ординат – частота (вероятность) m_i появления данной величины увода. Сплошной линией показано распределение, полученное для непрерывного сверления, пунктирной – для релаксационного.

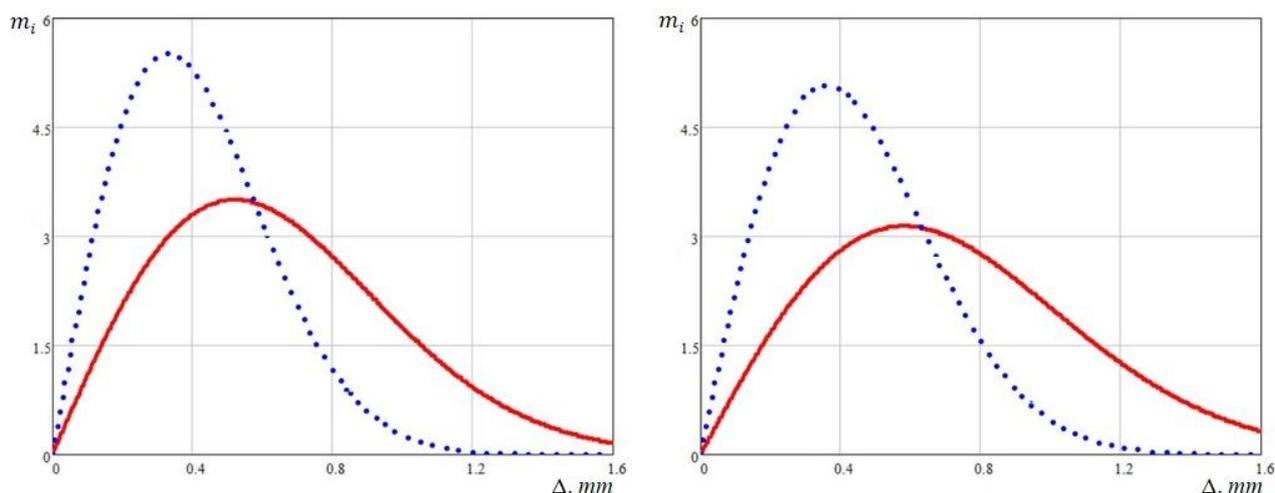


Рис. 5. Кривые распределения уводов оси отверстий при вылете $L = 500$ мм (слева) и $L = 1250$ мм (справа)

Эти кривые представляют собой графики распределения Райса [29], являющегося обобщением распределения Рэлея, поскольку увод оси есть существенно положительная величина, характеризующаяся абсолютным значением без учета знака и вычисляемая по ранее приведенной формуле, где величины x и y имеют ненулевые и неравные математические ожидания и одинаковую дисперсию.

Как видно из приведенных графиков, средние значения увода оси (положение пиков распределений) при релаксационном сверлении меньше, чем при непрерывном, примерно на 35% при $L = 500$ мм (0.45 и 0.69 мм соответственно) и на 31% при $L = 1250$ мм (0.47 и 0.68 мм соответственно). Кроме того, в обоих случаях кривые распределения увода для релаксационного сверления имеют более выраженный пикообразный характер, то есть говорят о меньшем разбросе значений и, соответственно, большей стабильности процесса.

Разбивка отверстий

Под разбивкой отверстия подразумевают превышение его диаметра над диаметром сверла [30].

В результате обработки результатов измерений тех же отверстий, что и в экспериментах по определению увода оси, были получены аппроксимирующие кривые распределения разбивки (рис.6), представляющие собой нормальное распределение Гаусса. По оси абсцисс отложены полученные значения разбивки δ , мм, по оси ординат – частота (вероятность) m_i появления данной величины разбивки. Сплошной линией показано распределение, полученное для непрерывного сверления, пунктирной – для релаксационного.

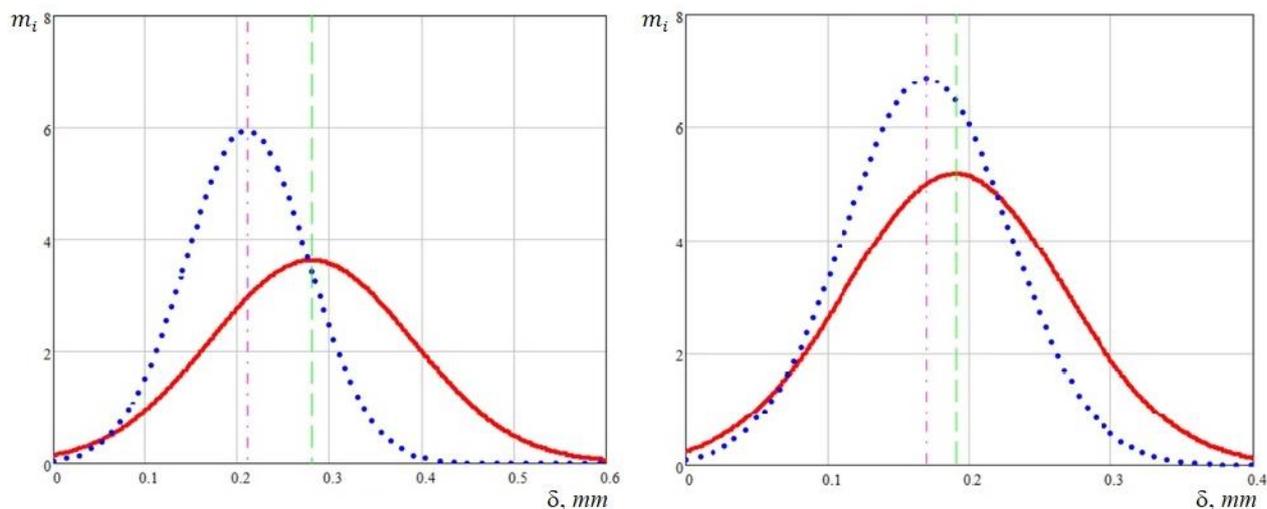


Рис. 6. Кривые распределения разбивки отверстий при вылете $L = 500$ мм (слева) и $L = 1250$ мм (справа).

В обоих случаях кривые распределения разбивки отверстий при использовании автоколебательного устройства (пунктирные) так же, как и для увода оси, имеют более выраженный пикообразный характер.

Средние значения разбивки (положение пиков распределений) при релаксационном сверлении меньше, чем при непрерывном, примерно на 25% при $L = 500$ мм (0.21 и 0.28 мм соответственно) и на 10,5% при $L = 1250$ мм (0.17 и 0.19 мм соответственно).

Среднее квадратическое отклонение σ при релаксационном резании меньше соответственно на 40% (0.067 мм и 0.110 мм) при $L = 500$ мм и 24% (0.0583 мм и 0.0767 мм) при $L = 1250$ мм, что говорит о стабильности процесса.

Шероховатость обработанных поверхностей

В результате измерения шероховатости стенок отверстий было получено, что в начале сверления (на глубине $l = 30$ мм) шероховатость поверхности практически одинакова для обоих способов обработки. Для обычного сверления – Ra 12.9, Rz 55, $Rmax$ 74; для релаксационного – Ra 13.8, Rz 54, $Rmax$ 76.

Однако на глубине $l = 105$ мм параметры шероховатости отверстий, обработанных с использованием автоколебаний, остаются практически неизменными, а для отверстий, обработанных обычным резанием, – существенно возрастают. Для обычного сверления – Ra 25.4, Rz 97, $Rmax$ 140; для релаксационного – Ra 13.2, Rz 58, $Rmax$ 80.

Обсуждение

В качестве причин увода оси отверстий в общем случае можно назвать: погрешности в первоначальном направлении инструмента; изменение механических характеристик (твердости, прочности) материала по длине заготовки; изгибные деформации сверла; погрешности заточки сверла (его несимметричность) [11]; неперпендикулярность поверхности заготовки направлению подачи сверла [31]; биение, закручивание, вибрации сверла; интенсивный износ направляющих и режущих частей инструмента, ведущий к смещению положения результирующей силы резания [5].

Как было показано на рис.5, сверление с наложением на инструмент осевых автоколебаний способствует уменьшению увода оси среднестатистически на 30-35% и сужает диапазон значений наблюдаемых погрешностей.

Данный положительный эффект возможно связать с периодически повторяющимся уменьшением нагрузки на технологическую систему в момент обратного хода сверла, что вызывает ее возвращение в состояние близкое к исходному, статическому. Кроме того, на больших глубинах сверления, когда отвод стружки при обычном сверлении затруднен, релаксационное продолжает облегчать данный процесс, что отражается в меньшей величине усилий и крутящих моментов. Отсюда меньшее силовое воздействие на инструмент и, соответственно, меньший увод оси.

Причинами разбивки отверстий являются вибрации и биения, возникающие из-за погрешности заточки инструмента, биения шпинделя станка, неплотной посадки инструмента в шпиндель, погрешности его базовых поверхностей и др. [31].

Как видно из полученных распределений на рис.6, при увеличении вылета шпиндельной бабки относительно оси колонны разбивка отверстий уменьшилась. Причем, уменьшилось как среднее значение разбивки для любого из двух видов сверления (релаксационного и непрерывного), так и разница между ними.

Это можно объяснить тем, что при сверлении на большом вылете жесткость части технологической системы, связанной со станком, уменьшалась и в ней возникали дополнительные автоколебания. Поэтому, в частности, при обычном сверлении на малом вылете «скрипы», свидетельствующие о пакетировании стружки, появлялись значительно чаще, чем на большом вылете. Из-за них мог дополнительно несколько улучшиться вывод стружки и, как следствие, уменьшалась разбивка отверстий. На нескольких отверстиях по лимбу станка фиксировалась глубина, на которой появлялись скрипы. Как правило, на этой глубине наблюдалась значительно большая разбивка, чем в других сечениях. Это

подтверждает предыдущие выводы и говорит о том, что наряду с жесткостью технологической системы на разбивку определенное влияние оказывают условия вывода стружки.

Преимущества релаксационного сверления с точки зрения обеспечения заданной шероховатости поверхности отверстий так же основываются на сохранении устойчивого дробления стружки даже на больших глубинах сверления. Раздробленная, мелкая стружка свободно выводится винтовыми канавками сверла из отверстия, меньше трясь и воздействуя на его стенки.

Наблюдаемый эффект от применения релаксационного сверления и сделанные выводы хорошо согласуются с работами других авторов. За счет большей стабильности процесса, достигаемой благодаря лучшему выводу стружки и меньшему износу инструмента, можно обеспечить большую точность отверстий, вплоть до 8-9 качества [7,9,18], меньшие разбивку и отклонение от круглости [7,18,29]. Накладываемые на движение инструмента вибрации как бы выглаживают стенки обрабатываемого отверстия и способствуют уменьшению шероховатости, но могут вызывать и локальные дефекты [14,18]. Высота заусенцев на входе и выходе отверстий уменьшается, вплоть до их полного исчезновения [7,14,18].

Заключение

Автоколебательные системы являются весьма перспективными с точки зрения обеспечения качества обработки, а также энергоэффективными, поскольку необходимую энергию черпают непосредственно из процесса резания. Кроме того, они, в силу своей конструкции, учитывают увеличение крутящего момента по мере износа сверла, увеличения глубины отверстия и т.д., подстраиваясь под новые, более жесткие условия. Однако сложной задачей в данном направлении является разработка действительно эффективных и гибких систем, способных найти широкое промышленное применение.

С помощью представленного устройства для сверления с наложением осевых автоколебаний, имеющего возможность регулировки частоты и амплитуды колебаний, возможно значительно повысить эффективность обработки отверстий. В частности по результатам проведенных экспериментов, применение устройства позволило снизить увод оси отверстий на 30-35%, разбивку – на 10-25%. Благодаря стабильности вывода стружки шероховатость отверстий, обработанных релаксационным сверлением, остается практически постоянной по всей длине.

В дальнейшем планируется несколько модифицировать представленное устройство так, чтобы отказаться от использования кулачков в качестве элементов, задающих максимальное значение амплитуды колебаний. Планируется обеспечить регулирование амплитуды и частоты колебаний исключительно за счет корректировки переходных процессов в замкнутой гидравлической системе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Pecat O., Brinksmeier E. Tool wear analyses in low frequency vibration assisted drilling of CFRP/Ti6Al4V stack material // *Procedia CIRP*. – 2014. – Vol.14. – pp.142-147. DOI: 10.1016/j.procir.2014.03.050
- [2] Иванов Ю.Н., Пашков А.Е., Чащин Н.С. Оптимизация технологии сверления точных отверстий в трехслойных пакетах из углепластиков и титановых сплавов // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. – 2017. – Т. 21. № 11. – С.27–44. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-11-27-44
- [3] Варгасов Н.Р., Радкевич М.М., Журавлев Д.С. Усовершенствование технологии изготовления изделий из титанового сплава // *Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции*. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С.625-637. DOI: 10.1872/MMF-2017-55
- [4] Бакрадзе М.М., Аргинбаева Э.Г., Петрушин Н.В., Овсепян С.В. Аспекты развития литейных никелевых и интерметаллидных сплавов. Технология изготовления деталей ГТД. // *Новости материаловедения. Наука и техника*. – 2017. – №5-6 (28). – С.3-13.
- [5] Woon K.S., Chaudhari A., Senthil Kumar A., Rahman M. The effects of tool degradation on hole straightness in deep hole gundrilling of Inconel-718 // *Procedia CIRP*. – 2014. – Vol. 14. – pp.593-598. DOI: 10.1016/j.procir.2014.03.016
- [6] Подураев В.Н. Резание труднообрабатываемых материалов: учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1974. – 587 с.:ил.
- [7] Onawumi P.Y., Roy A., Silberschmidt V.V., Merson E. Ultrasonically assisted drilling of aerospace CFRP/Ti stacks // *Procedia CIRP*. – 2018. – Vol.77. – pp.383-386. DOI: 10.1016/j.procir.2018.09.041
- [8] Любомудров С. А., Макарова Т. А., Паневин С. С. Многопараметрический автоматизированный стенд для исследования обрабатываемости труднообрабатываемых сплавов // *Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й международной научно-практической конференции*. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С.954-970. DOI: 10.1872/MMF-2016-87

- [9] Hussein R., Sadek A., Elbestawi M.A., Helmi Attia M. An investigation into tool wear and hole quality during low-frequency vibration-assisted drilling of CFRP/Ti6Al4V stack // *Journal of manufacturing and materials processing*. – 2019. – Vol.3, Iss.3. DOI: 10.3390/jmmp3030063
- [10] Обработка глубоких отверстий в машиностроении: справочник / С. В. Кирсанов, В. А. Гречишников, С. Н. Григорьев, А. Г. Схиртладзе; под общ. ред. С. В. Кирсанова. – М.: Машиностроение, 2010. – 344 с.:ил.
- [11] Звонцов И. Ф. Технологии сверления глубоких отверстий: учебное пособие / И.Ф. Звонцов, П.П. Серебrenицкий, А.Г. Схиртладзе. – СПб.: Лань, 2013. – 496 с.: ил.
- [12] Мелентьев Р. Ю., Натальчишин В. В. Особенности сверления углепластиков // *Труды Одесского политехнического университета*. – 2014. – Вып.2 (44). – С.27-33. DOI: 10.15276/opus.2.44.2014.06
- [13] Раскутин А.Е., Хрульков А.В., Гирш Р. И. Технологические особенности механообработки композиционных материалов при изготовлении деталей конструкций (обзор) // *Труды ВИАМ*. – 2016. - №9(45). – С.106-118. DOI: 10.18577/2307-6046-2016-0-9-12-12
- [14] Jallageas J., Cherif M., K'nevez J., Cahuc O. New vibration system for advanced drilling composite-metallic stacks // *SAE Int. Journal of materials and manufacturing*. – 2014. – Vol.7, Iss.1. – pp.23-32. DOI: 10.4271/2013-01-2078
- [15] Astakhov V.P. *Geometry of single-point turning tools and drills: fundamentals and practical applications*. – London: Springer-Verlag, 2010. – 565 p.
- [16] Girinon M., Karaouni H., Masciantonio U. et al. Risks related to the lack of lubrication on surface integrity in drilling // *Heliyon*. – 2019. - Vol.5, Iss.1. DOI: 10.1016/j.heliyon.2019.e01138
- [17] Сергиев А. П., Владимиров А. А., Швачкин Е. Г. К вопросу о виброрезании // *Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова*. – 2015. - №4. – С.60-65.
- [18] Baghlani V., Mehbudi P., Akbari J., Sohrabi M. Ultrasonic assisted deep drilling of Inconel 738LC superalloy // *Procedia CIRP*. – 2013. – Vol.6. – pp.571-576. DOI: 10.1016/j.procir.2013.03.096
- [19] Vakili Azghandi B., Kadivar M. A., Razfar M. R. An experimental study on cutting forces in ultrasonic assisted drilling // *Procedia CIRP*. – 2016. – Vol.46. – pp.563-566. DOI: 10.1016/j.procir.2016.04.070
- [20] Alonso U., Goirigolzarri B., Ostra T., Lopez de Lacalle L. N. Low frequency vibration assisted drilling of PC1000 polycarbonate // *Procedia Manufacturing*. – 2019. – Vol.41. – pp.407-414. DOI: 10.1016/j.promfg.2019.09.026
- [21] Чевычелов С.А., Снопков М.В., Бондарцев И.В., Масленников А.В. Схема приспособления для вибрационного сверления отверстий в

- композиционных материалах // Известия Юго-Западного государственного университета. – 2017. – Т. 21, № 6(75).– С.76-84. DOI: 10.21869/2223-1560-2017-21-6-76-84
- [22] Емельянов С.Г., Разумов М.С., Гречухин А.Н., Сидорова В.В. Выявление эмпирических зависимостей конструктивных параметров устройства для наложения вибраций на осевое усилие при сверлении отверстий малого диаметра // Фундаментальные исследования. – 2015. - №10 (ч.3). – С.484-488.
- [23] А. с. 282012, МКИ 49 А 36/01; 49 А 51; МПК В 23 В 25/02, В 23 В 47/34. Шпиндель-вибратор / В. М. Пестунов (СССР). – N 1364395/25-8; заявл. 19.08.69; опубл. 14.09.70, Бюл. N 29. – 2 с.:ил.
- [24] Lukyanov A.D., Onoyko T.S., Najafabadi T.A. Optimization of processing conditions when drilling deep holes: twist drills // Procedia Engineering. – 2017. – Vol.206. – pp.427-431. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.496
- [25] Воронов С.А., Гуськов А.М., Иванов И.И., Барышева Д.В., Киселёв И.А. Существующие методы обеспечения низкочастотных вибраций инструмента с целью дробления стружки при сверлении глубоких отверстий // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. - №12. – С.842-857. DOI:10.7463/1214.0748342
- [26] Драчев О. И., Тараненко Г. В., Тараненко В. А., Свиць А. Повышение эффективности вибрационной обработки глубоких отверстий // Известия НАН Республики Армения и Государственного инженерного университета Армении. Сер. Технические наук. – 2008. – Т. LXI, №2. – С.201-209.
- [27] Пат. 2445191 Российская Федерация, МПК В 23 В 47/34, В 23 В 51/100. Сверлильное устройство и инструмент с автоматически поддерживаемой вибрацией / П. Рабате, Ж.- Ф. Морару, Д. Брэн Пикар (Франция); патентообладатель Юропиан Аэронотик Дефенс энд Спейс комп. Эадс Франс., Эколь Насьональ Сюперьер Д'Арэ Метье, Сантр Насьональ де ля Решерн Съентифик (Франция); пат. поверенный Мицу А. В. – N 2008149705/02; заявл. 10.05.2007; опубл. 20.03.2012, Бюл. N 8; приоритет 17.05.2006, N 0651773 (Франция). – 19 с.:ил.
- [28] Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учеб. для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974 – 606 с.:ил.
- [29] Проксис Дж. Цифровая связь / Дж. Проксис; пер. с англ. Д. Д. Кловского, Б. И. Николаева; под ред. Д. Д. Кловского. – М.: Радио и связь, 2000. – 800 с.:ил.
- [30] Черпаков Б.И. Металлорежущие станки: учебник для нач. проф. Образования / Б.И. Черпаков, Т.А. Альперович. – М.: Академия, 2003. – 368 с.:ил.

- [31] Схиртладзе А.Г. Станочник широкого профиля: учебник для ПТУ / А.Г. Схиртладзе, В.Ю. Новиков. – М.: Высшая школа, 1989. – 464 с.:ил.

D.Bychenko, I.I.Kozar, D.N.Shabalin

**PERSPECTIVE OF HARD-TO-MACHINE MATERIALS
DRILLING WITH APPLICATION OF LONGITUDINAL SELF-
OSCILLATIONS TO RAISE THE EFFICIENCY OF METAL
WORKING**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In this paper features of hard-to-machine materials drilling are overviewed (stainless steels and superalloys, composites and their stacks). Various approaches to improve their machinability are classified. Advantages of vibration drilling are described and design of the device for drilling with application of longitudinal anharmonic (relaxational) self-oscillations is proposed. The results of experiments proving its effectiveness are given.

Keywords: hard-to-machine materials, drilling, self-oscillations, technological system, chip breaking, deviation of the hole axis, whirl, roughness.

REFERENCES

- [1] Pecat O., Brinksmeier E. Tool wear analyses in low frequency vibration assisted drilling of CFRP/Ti6Al4V stack material // Procedia CIRP. – 2014. – Vol.14. – pp.142-147. DOI: 10.1016/j.procir.2014.03.050
- [2] Ivanov Yu.N., Pashkov A.E., Chashchin N.S. Optimization of precision hole drilling technology for three-layer packages of carbon fibers and titanium alloys // Proceedings of ISTU.– 2017. – Vol.21, No.11. – pp.27–44. (In Russian).DOI: 10.21285/1814-3520-2017-11-27-44
- [3] Vargasov N.R., Radkevich M.M., Zhuravlev D.S. Modernization of manufacturing technology of elliptical bottoms of titanium alloy // Modern mechanical engineering: Science and education: proceedings of an International Scientific and Practical Conference. – St.Petersburg: SPbPU publishing office, 2017 – pp.625-637. (In Russian). DOI: 10.1872/MMF-2017-55

- [4] Bakradze M.M., Arginbaeva E.G., Petrushin N.V., Ovsepyan S.V. Aspects of the development of casting nickel and intermetallic alloys. Technology of manufacturing GTE details // *Novosti materialovedeniya. Nauka i tehnika* [News of materials science. Science and technology]. – 2017. – No.5-6 (28). – pp.3-13. (In Russian).
- [5] Woon K.S., Chaudhari A., Senthil Kumar A., Rahman M. The effects of tool degradation on hole straightness in deep hole gundrilling of Inconel-718 // *Procedia CIRP*. – 2014. – Vol.14. – pp.593-598. DOI: 10.1016/j.procir.2014.03.016
- [6] Poduraev V.N. *Rezanie trudnoobrabatyvaemykh materialov* [Hard-to-machine materials cutting]. – Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1974. – 587 p. (In Russian).
- [7] Onawumi P.Y., Roy A., Silberschmidt V.V., Merson E. Ultrasonically assisted drilling of aerospace CFRP/Ti stacks // *Procedia CIRP*. – 2018. – Vol.77. – pp.383-386. DOI: 10.1016/j.procir.2018.09.041
- [8] Lyubomudrov S. A., Makarova T. A., Panevin S. S. Multiple parameter the automated stand for research of the workability of the hardly processed alloys // *Modern mechanical engineering: Science and education: proceedings of an International Scientific and Practical Conference*. – St.Petersburg: SPbPU publishing office, 2016 – pp.954-970. (In Russian). DOI: 10.1872/MMF-2016-87
- [9] Hussein R., Sadek A., Elbestawi M.A., Helmi Attia M. An investigation into tool wear and hole quality during low-frequency vibration-assisted drilling of CFRP/Ti6Al4V stack // *Journal of manufacturing and materials processing*. – 2019. – Vol.3, Iss.3. DOI: 10.3390/jmmp3030063
- [10] *Obrabotka glubokikh otverstii v mashinostroenii* [Making deep holes in mechanical engineering] / S. V. Kirsanov, V. A. Grechishnikov, S. N. Grigor'ev, A. G. Skhirtladze. – Moscow: Mashinostroenie Publ., 2010. – 344 p. (In Russian). ISBN 978-5-94275-521-8
- [11] Zvontsov I.F. *Tekhnologii sverleniya glubokikh otverstii* [Technologies of deep holes drilling] / I. F. Zvontsov, P. P. Serebrenitskii, A. G. Skhirtladze. – SPb.: Lan' Publ., 2013. – 496 p. (In Russian).
- [12] Melentiev R.Yu., Natalchishin V.V. Peculiarities of carbon fiber drilling // *Proceedings of Odessa Polytechnic University*. – 2014. – Iss.2 (44). – pp.27-33. (In Russian). DOI: 10.15276/opu.2.44.2014.06
- [13] Raskutin A. E., Khrul'kov A. V., Girsh R. I. *Tekhnologicheskie osobennosti mekhanooobrabotki kompozitsionnykh materialov pri izgotovlenii detalei konstruksii (obzor)* [Technological features of composite materials machining in the manufacturing process of machine components (review)] // *Proceedings of All-Russian scientific research institute of aviation materials*. – 2016. – Iss.9 (45). – pp.106-118. (In Russian). DOI: 10.18577/2307-6046-2016-0-9-12-12

- [14] Jallageas J., Cherif M., K'nevez J., Cahuc O. New vibration system for advanced drilling composite-metallic stacks // SAE Int. Journal of materials and manufacturing. – 2014. – Vol.7, Iss.1. – pp.23-32. DOI: 10.4271/2013-01-2078
- [15] Astakhov V.P. Geometry of single-point turning tools and drills: fundamentals and practical applications. – London: Springer-Verlag, 2010. – 565 p.
- [16] Girinon M., Karaouni H., Masciantonio U. et al. Risks related to the lack of lubrication on surface integrity in drilling // Heliyon. – 2019. - Vol.5, Iss.1. DOI: 10.1016/j.heliyon.2019.e01138
- [17] Sergiev A.P., Vladimirov A.A., Shvachkin E.G. To the question of vibration cutting // Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. – 2015. – Iss.4. – pp.60-65. (In Russian).
- [18] Baghlani V., Mehbudi P., Akbari J., Sohrabi M. Ultrasonic assisted deep drilling of Inconel 738LC superalloy // Procedia CIRP. – 2013. – Vol.6. – pp.571-576. DOI: 10.1016/j.procir.2013.03.096
- [19] Vakili Azghandi B., Kadivar M. A., Razfar M. R. An experimental study on cutting forces in ultrasonic assisted drilling // Procedia CIRP. – 2016. – Vol.46. – pp.563-566. DOI: 10.1016/j.procir.2016.04.070
- [20] Alonso U., Goirigolzarri B., Ostra T., Lopez de Lacalle L. N. Low frequency vibration assisted drilling of PC1000 polycarbonate // Procedia Manufacturing. – 2019. – Vol.41. – pp.407-414. DOI: 10.1016/j.promfg.2019.09.026
- [21] Chevychelov S. A., Snopkov M. V., Bondartsev I. V., Maslennikov A. V. Diagram of fixture for vibration drilling of holes in composite materials // Proceedings of the Southwest State University. – 2017. – Vol. 21, no. 6(75). – pp. 76-84. (In Russian). DOI: 10.21869/2223-1560-2017-21-6-76-84
- [22] Emelyanov S.G., Razumov M.S., Grechukhin A.N., Sidorova V.V. Identification empirical dependence design parameters devices for applying vibration to the axial forces when drilling pinhole // Fundamental research. – 2015. – Iss.10 (part 3). – p.484-488. (In Russian).
- [23] V. M. Pestunov. Shpindel'-vibrator [Spindle-vibrator]. Inventor's certificate, USSR, no. 282012, 1970. (In Russian).
- [24] Lukyanov A.D., Onoyko T.S., Najafabadi T.A. Optimization of processing conditions when drilling deep holes: twist drills // Procedia Engineering. – 2017. – Vol.206. – pp.427-431. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.496
- [25] Voronov S.A., Guskov A.M., Ivanov I.I., Barysheva D.V., Kiselev I.A. Existing methods for ensuring low frequency tool vibrations to chip breakage in deep drilling // Science and Education of the Bauman MSTU. – 2014. – no. 12. – pp. 842–857. (In Russian). DOI: 10.7463/1214.0748342
- [26] Drachov O.I., Taranenko G.V., Taranenko V.A., Swic A. Vibrating efficiency increase processing of deep apertures // Proceedings of the

- National Academy of Sciences of the Republic of Armenia and National Polytechnic University of Armenia. Series of technical sciences. – 2008. – Vol.LXI, iss. 2. – pp.201-209. (In Russian).
- [27] Rabaté P., Moraru G.-F., Brun Picard D. Drilling tool and device with self-maintained axial vibrations. Patent WIPO-OMPI, no. WO 2007/131936; PCT/EP2007/054531, 2007. (In French).
- [28] Bashta T.M. *Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Positive-displacement pumps and hydraulic motors]. - Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. – 606 p. (In Russian).
- [29] Proakis J.G. Digital communications. McGraw-Hill Inc., 1995. ISBN 007-051726-6
- [30] Cherpakov B. I., Al'perovich T.A. *Metallorazhushchie stanki* [Machine tools]. – Moscow: Akademiya Publ., 2003. – 368 p. (In Russian). ISBN 5-7695-1141-9
- [31] Skhirtladze A. G., Novikov V. Yu. *Stanochnik shirokogo profilya* [Operator of multiple types of machine tools]– Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1989. – 464 p. (In Russian). ISBN 5-06-000330-2

УДК 669.295.5.018.2

Ю.Б. Егорова¹, Л.В. Давыденко², Е.Н. Егоров³, С.Б. Белова⁴

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И
ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ РЕЗАНИЕМ ТИТАНОВОГО СПЛАВА
Ti-6Al-4V В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЭКВИВАЛЕНТОВ
ПО АЛЮМИНИЮ И МОЛИБДЕНУ**



¹Юлия Борисовна Егорова,
Ступинский филиал Московского авиационного института
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (917)556-8258, e-mail: egorova_mati@mail.ru



²Людмила Васильевна Давыденко
Московский политехнический университет
Россия, Москва
Тел.: (926)116-7666, e-mail: mami-davidenko@mail.ru



³Евгений Николаевич Егоров
Ступинский филиал Московского авиационного института
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (917)556-8258, e-mail: aravir_ene@mail.ru



⁴Светлана Борисовна Белова
Ступинский филиал Московского авиационного института
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (910)453-4825, e-mail: belovamai@gmail.com

Аннотация

Работа посвящена разработке методов прогнозирования механических свойств и обрабатываемости резанием сплавов типа Ti-6Al-4V в зависимости от эквивалентов по алюминию и молибдену после отжига в

$\alpha+\beta$ - и β -области. На основе регрессионного анализа результатов исследований получены модели для оценки стойкости резцов при точении прутков разной степени легирования с глобулярной, переходной и смешанной структурами после стандартного отжига. Результаты испытаний показали, что увеличение эквивалентов по алюминию и молибдену, а также формирование пластинчатой структуры после β -отжига приводит к уменьшению стойкости резцов. На основе проведенных исследований уточнена классификация титановых сплавов по обрабатываемости резанием.

Ключевые слова: титановые сплавы, сплав Ti-6Al-4V, химический состав, термическая обработка, структура, механические свойства, обрабатываемость резанием, статистический анализ.

Введение

Сплавы типа Ti-6Al-4V относятся к самым распространенным в мире титановым сплавам, что обусловлено удачным легированием и хорошим сочетанием прочностных, пластических и технологических свойств [1-5]. Это позволяет изготавливать из них все виды деформированных полуфабрикатов (прутки, трубы, профили, поковки, штамповки, плиты, листы и т.п.), которые в РФ производят как по российским, так и зарубежным стандартам. В США, Великобритании, Германии, Франции, Японии, Испании, Китае и России разработано несколько десятков композиций этих сплавов для различных применений, которые отличаются друг от друга требованиями к содержанию алюминия, ванадия и примесей (кислорода, азота, углерода, железа, кремния).

В РФ долгие годы самым распространенным был сплав ВТЗ-1, однако, начиная с конца прошлого века происходит его замена на сплавы типа Ti-6Al-4V: ВТ6, ВТ6С, ВТ6ч, ВТ6к, ВТ6кт (табл. 1) [4]. В США сплавы Ti-6Al-4V общего назначения, поставляемые по стандартам Американского общества испытаний материалов (ASTM), обозначают Grade 5 и Grade 23. Сплавы авиационного назначения в соответствии со спецификацией авиационных материалов AMS имеют маркировку Ti64 [1].

Сплавы марок ВТ6 и Grade 5 предназначены для самого широкого использования в различных областях техники: авиа- и ракетостроении, автомобилестроении, судостроении, медицине и др. [1-5]. Сплавы ВТ6к, ВТ6кт, Grade 23 (или Ti-6Al-4V ELI, т.е. «extra low impurity») отличаются от остальных марок, главным образом, содержанием примесей и предназначены для применения при криогенных температурах. Сплав ВТ6ч был разработан на ММЗ «Опыт» (в настоящее время АНТК им. А.Н. Туполева) совместно с отраслевыми институтами и ВСМПО (г. Верхняя Салда). С учетом накопленного мирового опыта по успешной

безаварийной эксплуатации изделий из сплавов Ti-6Al-4V сплав VT6ч стал широко использоваться с 1989 г. в конструкции самолетов серии Ту [4].

Сплав VT6С предназначен для сварных конструкций и отличается более узким диапазоном содержания алюминия и ванадия, а также меньшим содержанием кислорода и железа. Самые узкие диапазоны легирования и наиболее жесткие требования к содержанию примесей установлены для сплава Ti64 в том случае, когда он поставляется по спецификации AMS 4905A и предназначен для изготовления плит высокой чистоты, имеющих после β -отжига повышенные характеристики вязкости разрушения и сопротивления росту трещин [1].

Таблица 1. Химический состав различных модификаций сплава Ti-6Al-4V для производства деформированных полуфабрикатов

Марка сплава	Al, %	V, %	Примеси, %, не более							Стандарт
			O	N	C	Fe	Si	H	прочие	
VT6	5,5-7,0	4,2-6,0	0,2	0,05	0,1	0,3	0,15	0,015	0,3	ОСТ1 900013-71
	5,3-6,8	3,5-5,3	0,2	0,05	0,1	0,6	0,10	0,015	0,3	ОСТ1 900013-81 ГОСТ 19807-91
VT6С	5,3-6,5	3,5-4,5	0,15	0,04	0,1	0,25	0,15	0,015	0,3	ОСТ1 900013-81 ГОСТ 19807-91
VT6ч	5,5-6,75	3,5-4,5	0,07-0,2	0,05	0,1	0,4	0,07	0,010	0,3	ОСТ1 900013-81 ГОСТ 19807-91
Grade 5	5,5-6,75	3,5-4,5	0,2	0,05	0,1	0,4	0,07	0,010	0,4	ASTM B 348-03 прутки, билеты
	5,5-6,5	3,5-4,5	0,13	0,05	0,08	0,25	-	0,012	0,4	ASTM B 348-03 хирургические имплантаты
Grade 23	5,5-6,5	3,5-4,5	0,13	0,03	0,08	0,25	-	0,0125	0,4	ASTM B 348-03
Ti64	5,5-6,75	3,5-4,5	0,2	0,05	0,1	0,3	-	0,0125	0,4	AMS 4920 AMS 4928
	5,6-6,3	3,6-4,4	0,12	0,03	0,05	0,25	-	0,0125	0,4	AMS 4905A

Сплавы типа Ti-6Al-4V являются среднелегированными α + β -сплавами мартенситного класса, которые используются в отожженном и в термически упрочненном состоянии (закалка с 850-930⁰С, старение при 450-550⁰С, 2-6 часа) [4]. Самым распространенным видом термической обработки является полный заводской отжиг (mill annealing) при 750-800⁰С, так как он обеспечивает наиболее удачное сочетание всех механических свойств. Применяют также двойной, изотермический и бета-отжиг. Изотермический отжиг обеспечивает более высокую пластичность, термическую стабильность и длительную прочность, чем простой отжиг. В отличие от простого и изотермического отжигов, двойной отжиг вызывает повышение прочности при некотором снижении пластичности. Бета-отжиг проводят для повышения вязкости разрушения и сопротивления росту трещин. По литературным данным [1-4] в зависимости от химического

состава, вида полуфабриката, режима термической обработки и структуры механические свойства сплавов типа Ti-6Al-4V могут изменяться в довольно широких пределах: временное сопротивление разрыву 755-1270 МПа, условный предел текучести 700-1180 МПа, относительное удлинение 5-22 %, поперечное сужение 12-60%. Несмотря на то, что технология производства полуфабрикатов из сплава Ti-6Al-4V хорошо освоена, стабильность свойств полуфабрикатов недостаточно высока, а обработка резанием в термоупрочненном состоянии и после β -отжига остается довольно трудоемкой [6-13]. При этом обрабатываемость резанием титановых сплавов очень сильно зависит от химического состава, содержания примесей и структуры, определяемой предшествующей обработкой давлением и термической обработкой [7-9, 13]. Вариации этих параметров для одной марки сплава даже в пределах ТУ приводит к изменению характеристик резания.

Цель исследования состояла в разработке методов прогнозирования механических свойств и обрабатываемости резанием сплавов типа Ti-6Al-4V в зависимости от эквивалентов по алюминию и молибдену после отжига в $\alpha+\beta$ - и β -области.

Методы

Объектами исследования послужили кованные, катаные, прессованные прутки (диаметром 14-60 мм) из сплавов ВТ6, ВТ6С, Grade 5, Grade 23 и плиты толщиной 16, 60, 200 мм из сплавов ВТ6 и ВТ6ч разных плавок. Для оценки степени легирования использовали прочностные эквиваленты по алюминию и молибдену [4]:

$$[Al]_{\text{экв}}^{np} = \%Al + \%Sn/2 + \%Zr/3 + 3,3\%Si + 20\%O + 33\%N + 12\%C,$$

$$[Mo]_{\text{экв}}^{np} = \%Mo + \%V/1,7 + \%Mn + \%W + \%Cr/0,8 + \%Fe/0,7 + \%Nb/3,3.$$

Прутки были подвергнуты полному отжигу по заводским режимам (750-850°C, 1-2 ч, охлаждение на воздухе). Плиты сплавов ВТ6 и ВТ6ч подвергали $\alpha+\beta$ - (750°C, 2 ч, охлаждение на воздухе) и β -отжигу (1050°C, 1 ч + 730°C, 2 ч, охлаждение на воздухе). Механические испытания образцов на растяжение проводили в соответствии с ГОСТ 1497-84 и ASTM E 8. Были проведены ускоренные стойкостные испытания резцов при различных режимах течения по методике, реализованной в ППП Statistica. Для построения зависимостей $T=f(V,S,t)$ эксперименты проводили в соответствии с матрицей планирования, построенной на основе дробного факторного эксперимента 2^{3-1} . Зависимость $T=f(V,S,t)$ представляли в виде полинома: $y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3$, где $y = \lg T$, $x_1 = \lg V$, $x_2 = \lg S$, $x_3 = \lg t$. Уровни варьирования факторов приведены в табл. 2. После составления матрицы планирования проводили стойкостные испытания резцов, оснащенных пластинами твердого сплава ВК8, при продольном

точении прутков сплава Ti-6Al-4V разного химического состава с охлаждением зоны резания сжатым воздухом.

Таблица 2. Уровни варьирования факторов

Уровень	Код уровня	V, м/мин	S, мм/об	t, мм
Верхний	+1	80	0,35	2,0
Нулевой	0	60	0,28	1,5
Нижний	-1	40	0,21	1,0

За критерий затупления принимали износ по задней поверхности резца $h_3=0,3$ мм. Пластины ВК8 перед экспериментами подвергали входному контролю на отсутствие сколов, трещин на режущих поверхностях. Для обеспечения достоверности и воспроизводимости результатов стойкостных экспериментов, сильно подверженных влиянию многих факторов (в частности, материал пластин и его качество, геометрические параметры, жесткость системы и т.п.) были разработаны специальные планы проведения экспериментов. При одном режиме резания образцы точили не менее трех раз разными пластинами. Если разброс данных был велик, количество экспериментов увеличивали до 5. Номера пластины и образца выбирали в соответствии с таблицей случайных чисел.

Режимы фрезерования образцов, изготовленных из плит 60 мм сплава ВТ6ч, фрезой Helical были следующими: скорость резания 61 и 122 м/мин, подача на зуб 0,15 и 0,076 мм, радиальная глубина резания 1,3 и 0,51 мм. Для измерения термо-ЭДС и температуры в зоне резания использовали метод естественной термопары. Измерение усилий резания проводили с применением измерительной-регистрационной системы, включающей универсальный динамометр УДМ-600 и 4-х каналный тензоусилитель 4АНЧ-22. Статистический анализ проводили на основе ППП Statistica.

Результаты исследований и их обсуждение

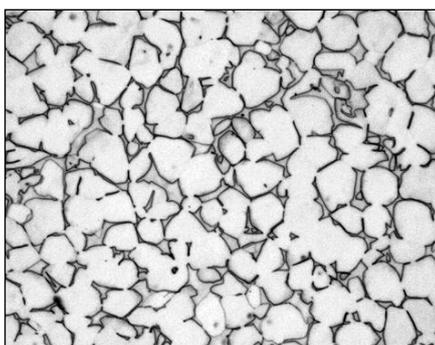
В табл. 3 приведены прочностные эквиваленты легирующих элементов и примесей по алюминию и молибдену, а также механические свойства прутков сплавов ВТ6, ВТ6С, Grade 5, Grade 23 после стандартного отжига в $\alpha+\beta$ -области. Эквивалент по алюминию изменяется от 7,5 до 12,0%, по молибдену – от 2,3-3,2%, предел прочности – от 830 до 1100 МПа, относительное удлинение – от 10 до 24%.

По данным металлографического анализа прутки имели преимущественно глобулярную, переходную или смешанную структуры (рис. 1). Глобулярная и переходная типы структуры относятся к 2 – 5 баллам по стандартной 9-типной шкале микроструктур [14]. Переходная структура представлена несколько удлиненными и частично искривленными частицами (зернами) α -фазы с прослойками β -фазы.

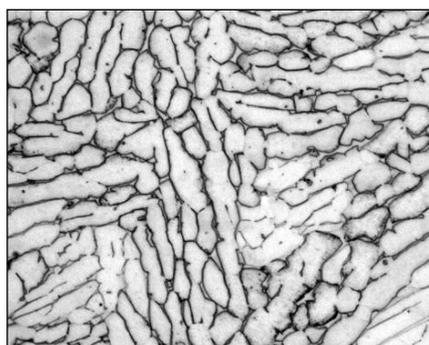
Смешанная структура имеет участки глобулярного и пластинчатого строения α -фазы. Кованые прутки диаметром 70-90 мм имели преимущественно переходную и корзинчатую структуры.

Таблица 3. Эквиваленты по алюминию и молибдену и механические свойства исследованных полуфабрикатов после стандартного отжига при 750-850°C

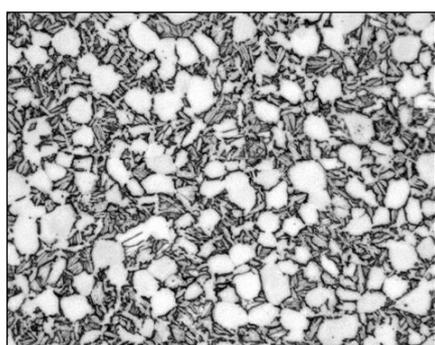
Сплав	BT6, BT6C, Grade 5, Grade 23	BT6	BT6	Grade 5
Вид полуфабриката	Кованые прутки Ø 14 мм	Катаные прутки Ø 15-150 мм	Прессованные прутки Ø14-40 мм	Кованые прутки Ø70-90 мм
Число образцов	256	93	16	32
$[Al]_{экв}^{np}$, %	7,5-12,2	8,1-11,8	7,8-12,0	8,9-11,0
$[Mo]_{экв}^{np}$, %	2,3-2,9	2,3-3,2	2,3-3,0	2,4-3,0
σ_B , МПа	830-1110	940-1100	978-1068	922-1069
δ , %	10,0-20,0	10,0-20,0	10,8-18,0	11,2-24,0



а



б



в



г

Рис. 1. Микроструктура прутков сплава BT6: а – равноосная с глобулярной формой α -зерен; б – равноосная с вытянутой формой α -зерен (переходная); в – смешанная; г – пластинчатая, х 500.

В работе [15] для оценки стандартных механических свойств деформируемых полуфабрикатов из α -, псевдо α , $\alpha+\beta$ -сплавов (после простого отжига по стандартным режимам) были предложены следующие соотношения (с доверительной вероятностью 0,95):

$$\sigma_B^{расч} = \sigma_0 + (60 \pm 5)[Al]_{экв}^{np} + (50 \pm 5)[Mo]_{экв}^{np} \quad (1)$$

$$\delta^{расч} = \delta_0 - (1,5 \pm 0,5)[Al]_{экв}^{np} \quad (2)$$

На основе регрессионного анализа были уточнены свободные члены σ_0 , δ_0 для прутков, полученных различными способами и имеющими преимущественно глобулярную, переходную и смешанную структуры (табл. 4). Наблюдается тенденция снижения механических свойств с увеличением диаметра прутка. Модели (1) и (2) пригодны для ориентировочной прогнозной оценки среднестатистических значений механических свойств (при комнатной температуре) прутков сплава Ti-6Al-4V с ошибками, определяемыми существующим уровнем производства полуфабрикатов, и доверительной вероятностью 0,95. Статистические ошибки составляют 35 МПа для предела прочности и 2,0 % для относительного удлинения. На рис. 2 приведена прочностная диаграмма, на которой сопоставлен химический состав и предел прочности сплавов типа Ti-6Al-4V и некоторых серийных титановых сплавов с различной обрабатываемостью резанием. Линии характеризуют значения предела прочности при комнатной температуре после стандартного отжига. Прямоугольники отражают статистический разброс (трехсигмовый интервал) химического состава сплавов в перерасчете на эквиваленты.

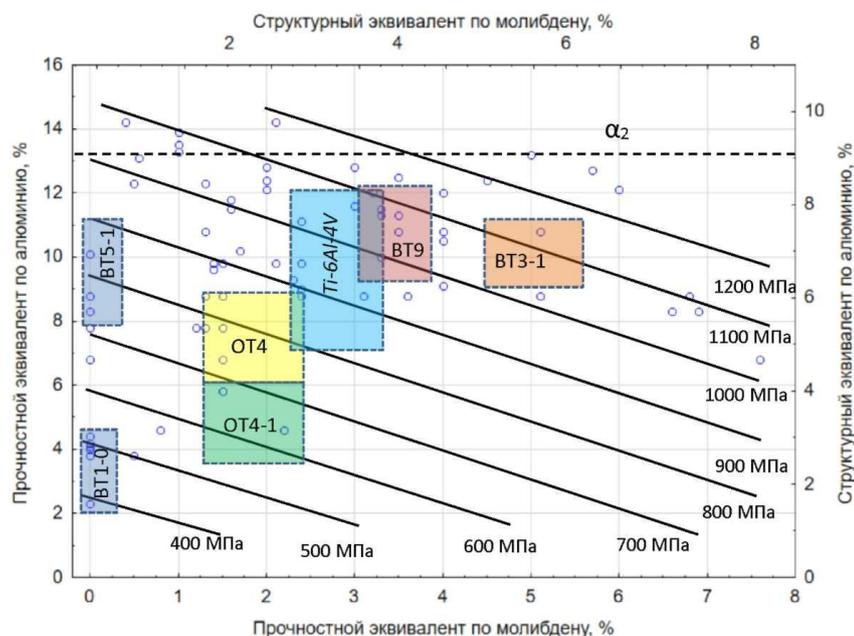


Рис. 2. Прочностная диаграмма в координатах «прочностной эквивалент по молибдену - прочностной эквивалент по алюминию».

Таблица 4. Значения свободных членов в соотношениях (1), (2) для прутков* из различных модификаций сплава Ti-6Al-4V

Полуфабрикат	Диаметр прутка, мм	σ_0 , МПа	δ_0 , %
Кованый пруток	14	280	28
	70-90	270	26
Катаный пруток	15-50	260	32
	50-100	260	30
	100-150	255	25
Прессованный пруток	14-40	300	30

Примечание: * с глобулярной, переходной и смешанной структурой после отжига при 750-850°C с охлаждением на воздухе.

Титановые сплавы условно разделяют на три группы: I – относительно хорошей обрабатываемости ($k_v > 0,4$), II – средней обрабатываемости ($0,3 \leq k_v \leq 0,4$) и III – низкой обрабатываемости резанием ($k_v < 0,3$) [16]. В отечественных работах коэффициент обрабатываемости k_v оценивают как скорость резания для данного материала по отношению к скорости резания при точении эталонной стали (при постоянной стойкости резца 60 мин). Для оценки обрабатываемости отечественных сталей и сплавов эталонными сталями служат сталь 45 с $\sigma_B = 600-637$ МПа и НВ172. Сплавы ВТ6, ВТ6С обычно относят к II группе со средней обрабатываемостью резанием ($k_v = 0,3-0,35$) [16].

Сплавы типа Ti-6Al-4V в отличие от других серийных сплавов имеют довольно большой разброс элементов, эквивалентных алюминию (рис. 2), что в первую очередь связано с колебаниями содержания кислорода, являющегося очень сильным α -стабилизатором. Если сплавы Ti-6Al-4V легированы по нижнему пределу, то их прочность сопоставима со сплавом ОТ4 ($\sigma_B \approx 800$ МПа) с относительно хорошей обрабатываемостью ($k_v = 0,45$). Если по верхнему, то они приближаются к пределу прочности сплавов типа ВТ3-1, ВТ8 и ВТ9, которые относятся к жаропрочным ($\sigma_B \approx 1000-1150$ МПа) и имеют низкие показатели обрабатываемости резанием ($k_v = 0,25$). Поэтому для исследования обрабатываемости резанием сплавов типа Ti-6Al-4V после стандартного отжига были выбраны прутки диаметром 40 мм с разной степенью легирования и разным уровнем механических свойств (табл. 5).

Таблица 5. Механические свойства прутков диаметром 40 мм из сплава Ti-6Al-4V после стандартного отжига (800°C, 1 час, охлаждение на воздухе)

Уровень легирования	$[Al]_{\text{экв}}^{\text{np}}, \%$	$[Mo]_{\text{экв}}^{\text{np}}, \%$	$\sigma_{\text{в}}, \text{МПа}$	$\delta, \%$
I	7,5	2,3	825	19,5
II	9,3	2,5	945	18,0
III	10,0	3,2	1010	15,0
IV	11,8	3,0	1100	14,3

Результаты ускоренных стойкостных испытаний, приведенные в табл. 6, показывают, что увеличение эквивалентов по алюминию и молибдену приводит к уменьшению стойкости резца. На основе регрессионного анализа результатов исследований были получены стойкостные зависимости при точении прутков с глобулярной, переходной и смешанной структурой после стандартного отжига:

$$T = \frac{137700}{([Al]_{\text{экв}}^{\text{np}})^{0,95} ([Mo]_{\text{экв}}^{\text{np}})^{0,4} \cdot V^{2,5} S^{2,1} t^{2,1}},$$

$$T = \frac{278000 \cdot \delta^{0,91}}{\sigma_{\text{в}}^{0,9} \cdot V^{2,5} S^{2,1} t^{2,1}}.$$

Таблица 6. Результаты стойкостных испытаний резца BK8 при точении сплава Ti-6Al-4V после стандартного отжига

№	V, м/мин	S, мм/об	t, мм	T*, мин, при уровне легирования**			
				I	II	III	IV
1	80	0,35	2,0	0,6	0,5	0,3	0,2
2	40	0,35	1,0	11,0	9,7	8,7	7,8
3	80	0,21	1,0	5,6	5,0	4,5	4,0
4	40	0,21	2,0	7,5	6,5	5,8	5,2

Примечания: * - приведено среднее значение; ** - см. табл. 4.

Было проведено сопоставление расчетной стойкости твердосплавных резцов при лучистовом точении для сплавов типа Ti-6Al-4V с разной степенью легирования. Например, при точении по режиму, применяемому на производстве (скорость резания V=40 м/мин, подача S=0,21 мм/об, глубина резания t=1,0 мм) стойкость резца возрастает с 21 мин до 40 мин соответственно с изменением степени легирования сплавов с $[Al]_{\text{экв}}^{\text{np}}=12,0\%$; $[Mo]_{\text{экв}}^{\text{np}}=3,2\%$ до $[Al]_{\text{экв}}^{\text{np}}=7,5\%$; $[Mo]_{\text{экв}}^{\text{np}}=2,3\%$. Снижение предела прочности с 1100 до 800 МПа и возрастание характеристик пластичности с 14 до 20% также сопровождается увеличением стойкости резца почти в 2 раза с 22 до 39 мин.

В последние годы, кроме стандартного отжига в $\alpha+\beta$ -области, для крупногабаритных полуфабрикатов из сплавов типа Ti-6Al-4V применяют β -отжиг для повышения вязкости разрушения и сопротивления росту трещин [1, 4, 17-20]. Однако при этом снижаются показатели пластичности и сопротивление усталости. В табл. 7 приведены прочностные эквиваленты по алюминию и молибдену, а также механические свойства плит из сплавов ВТ6 и ВТ6ч после отжига в $\alpha+\beta$ - и β -области. По данным металлографического анализа плиты после β -отжига имели пластинчатую β -превращенную структуру, которая относится к 6 – 9 типам по стандартной 9-типной шкале микроструктур [14]. Пластинчатая структура представлена β -зернами, по границе которых наблюдается оторочка α -фазы, а внутри зерна расположены колонии α -пластин (рис. 1, г).

Таблица 7. Эквиваленты по алюминию и молибдену и механические свойства плит из сплавов ВТ6 и ВТ6ч

Сплав	ВТ6	ВТ6ч	ВТ6ч	ВТ6ч
Вид полуфабриката	Плита 60 мм	Плита 16 мм	Плита 60 мм	Плита 200 мм
Число образцов	16	3	3	3
$[Al]_{эке}^{np}$, %	8,5	9,2	9,3	9,2
$[Mo]_{эке}^{np}$, %	2,9	2,6	2,5	2,6
$\alpha+\beta$ -отжиг при 800°C, 1 ч, охлаждение на воздухе				
σ_B , МПа	-	980-994	910-946	825-900
δ , %	-	12,2	8,0-14,0	8,0-10,0
K_{IC} , МПа·м ^{1/2}	-	-	97,7-102,3	-
β -отжиг при 1050°C, 1 ч +730°C, 2 ч, охлаждение на воздухе				
σ_B , МПа	780-870	911-961	870-891	885-898
δ , %	4,8-11,6	9,0-9,2	7,0-8,7	5,9-6,5
K_{IC} , МПа·м ^{1/2}	-	-	115,0-145,4	-

Отжиг при температурах β -области существенно снижает относительное удлинение при некотором падении прочностных свойств плит из сплавов ВТ6 и ВТ6ч, но вязкость разрушения возрастает в \square 1,5 раза (табл. 7). Это связано с тем, что в сплаве с пластинчатой структурой магистральная трещина распространяется с сильным ветвлением, в то время как в глобулярных или смешанных структурах поверхности трещины сравнительно ровные. В итоге распространение трещины в пластинчатых структурах является более энергоемким процессом, чем в глобулярных, что влияет и на характеристики обрабатываемости резанием [21].

На следующем этапе была исследована обрабатываемость резанием сплава ВТ6ч после отжига в $\alpha+\beta$ - и β -области. Для этого проводили измерение температуры в зоне резания и усилий резания при чистовом и получистовом фрезеровании плит толщиной 60 мм (табл. 8). Было установлено, что формирование пластинчатой структуры приводит к повышению усилия резания и температуры как при чистовой, так и получистовой обработке, несмотря на то, что предел прочности снизился. Однако при этом наблюдается падение характеристик пластичности, что, как было показано выше, ухудшает обрабатываемость резанием сплава.

Таблица 8. Термосиловые характеристики резания при фрезеровании плит из сплава ВТ6ч с $[Al]_{\text{экв}}^{\text{СТР}}=9,3\%$, $[Mo]_{\text{экв}}^{\text{СТР}}=2,5\%$ после отжига

$t_{\text{отж}},$ $^{\circ}\text{C}$	$\sigma_{\text{в}},$ МПа	$\delta,$ %	Получистовая обработка		Чистовая обработка	
			$P_{\text{рез}}, \text{H}$	$\theta_{\text{рез}}, ^{\circ}\text{C}$	$P_{\text{рез}}, \text{H}$	$\theta_{\text{рез}}, ^{\circ}\text{C}$
800	930	12	530	810	155	790
1050	880	8	555	890	165	860

Проведенные исследования показали, что из-за колебаний химического состава и структуры сплавы типа Ti-6Al-4V в отожженном состоянии могут относиться к разным группам по обрабатываемости резанием. Сплавы, легированные по нижней границе трехсигмового интервала и имеющие после стандартного отжига глобулярную, переходную или смешанную структуры, следует отнести к I группе ($k_v=0,4-0,45$). Сплавы с теми же типами структуры, но легированные по верхней границе трехсигмового интервала, а также с пластинчатой структурой относятся к III группе ($k_v=0,25-0,3$).

Заключение

На основе проведенных исследований показано, что колебания марочного состава и структуры приводят к вариации механических свойств и характеристик обрабатываемости резанием сплавов типа Ti-6Al-4V. Установлено, что увеличение эквивалентов легирующих элементов и примесей по алюминию и молибдену приводит к росту предела прочности сплавов типа Ti-6Al-4V и уменьшению стойкости твердосплавных резцов. На основе статистического анализа получены модели для прогнозирования стойкости твердосплавных резцов при точении сплавов типа Ti-6Al-4V с глобулярной, переходной и смешанной структурой после стандартного отжига. Формирование пластинчатой структуры приводит к повышению усилия резания при фрезеровании и температуры в зоне резания как при чистовой, так и получистовой обработке. На основе проведенных исследований уточнена классификация титановых сплавов по обрабатываемости резанием. Показано, что в зависимости от степени

легирования, режимов отжига и структуры различные модификации сплава Ti-6Al-4V могут относиться как к группе с относительно хорошей обрабатываемостью, так и к сплавам с низкой обрабатываемостью резанием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / Ed. by R.Boyer, G.Welsch, E.W.Collings. – ASM International. The Material Information Society. 1994. 1176pp.
- [2] I. Gurrappa. Characterization of titanium alloy Ti-6Al-4V for chemical, marine and industrial applications. Materials Characterization. Volume 51. Issues 2–3. October 2003. P. 131-139.
- [3] I. Inagaki, T. Takechi, Y. Shirai, N. Ariyasu. Application and Features of Titanium for the Aerospace Industry. Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report No. 106. JULY 2014. P. 22-27.
- [4] Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС – МАТИ, 2009. 520 с.
- [5] Il'in, A.A., Scvortsova, S.V., Mamonov, A.M., Karpov, V.N. Production of medical implants from titanium-base materials. Metals. 2002. №3. Pp.97-104.
- [6] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б., Чибисова Е.В. Разработка рекомендаций по обработке резанием титанового сплава Ti-6Al-4V путем оптимизации режимов термической обработки. Современное машиностроение: наука и образование: материалы 6-й Международной научно-практической конференции, СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2017. №6. С. 560-571.
- [7] Khanna, N., Sangwan, K.S. Machinability study of α/β and β titanium alloys in different heat treatment conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B: Journal of Engineering Manufacture. 2013. Vol. 227. №. 3. Pp. 357-361.
- [8] Armendia, M., Osborne, P., Garay, A., Belloso, J., Turner, S., Arrazola, P.-J. Influence of heat treatment on the machinability of titanium alloys. Materials and Manufacturing Processes. 2012. Vol. 27. №. 4. Pp. 457-461.
- [9] S.E. Niknam, R. Khettabi, V.Songmene, Machinability and Machining of Titanium Alloys: A Review, In J.P. Davim (Ed.). Machining of Titanium Alloys, pp. 1-30 (Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014).
- [10] M.V. Ribeiro, M.R.V. Moreira, J.R. Ferreira. Optimization of titanium alloy (Ti-6Al-4V) machining. Journal of Materials Processing Technology. 2003.1, pp.143-144, pp. 458-463.
- [11] Mahshad Javidikia, Victor Songmene, Mohammad Jahazi. Finite element simulation-based predictive regression modeling and optimum solution for

- grain size in machining of Ti6Al4V alloy: Influence of tool geometry and cutting conditions. *Simulation Modelling Practice and Theory*. Volume 104, November 2020. 102141.
- [12] Syed Basith Muzammil, Alemnew Ebabu Endale, Shimelis Bihon Gasha. Studies on machining characteristics of titanium alloy Ti-6Al-4V using abrasive water jet cutting. *Syed Basith Muzammil Journal of Engineering Research and Application*. Vol. 8. Issue5 (Part -IV). May 2018, pp 81-87
- [13] Egorova, Y.B., Davydenko, L.V., Egorov, E.N., Chibisova, E.V., Starchikova, I.Y. Study of stability of chemical composition and characteristics of machinability of titanium alloys of Ti-Al-V and Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe systems. *International Review of Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 14(2). Pp. 111–118.
- [14] ПИ 1.2.785 - 2009 Металлографический анализ титановых сплавов. - М.: ВИАМ, 2010. 45 с
- [15] Y.B. Egorova, L.V. Davydenko, A.V. Shmyrova. Prediction of Mechanical Properties of Ti-6Al-4V Titanium Alloy Bars Depending on Aluminum and Molybdenum Strength Equivalents. *Materials Engineering and Technologies for Production and Processing VI*. 2021, p. 227-232.
- [16] Егорова Ю.Б., Давыденко Р.А., Давыденко Л.В. Классификация отечественных и зарубежных титановых сплавов по обрабатываемости резанием. *Материаловедение*. 2014. № 34. С.14-20.
- [17] Pilchak, A.L., Sargent, G.A., Semiatin, S.L. Early. Stages of Microstructure and Texture Evolution during Beta Annealing of Ti-6Al-4V. *Metall Mater. Trans*. 2018. Pp. 49.908–919.
- [18] O.M.Ivasishin, S.L.Semiatin, P.E.Markovsky, S.V.Shevchenko, S.V.Ulshin. Grain growth and texture evolution in Ti-6Al-4V during beta annealing under continuous heating conditions. *Materials Science and Engineering*. Volume 337. Issues 1–2. 5. November 2002. Pp. 88-96 [https://doi.org/10.1016/S0921-5093\(01\)01990-6](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(01)01990-6)
- [19] Wanhill, R., Barter, S. *Fatigue of beta processed and beta heat-treated titanium alloys*. Berlin: Springer Science & Business Media. 2011
- [20] Jeong, D., Kwon, Y., Goto, M. *et al.* High cycle fatigue and fatigue crack propagation behaviors of β -annealed Ti-6Al-4V alloy. *Int. J. Mech. Mater. Eng*. 2017. 12, 1. <https://doi.org/10.1186/s40712-016-0069-8>
- [21] Nyakana, S.S., Kosaka, Y., Venkatesh, V., Fanning, J. Machinability of TIMETAL 54M Evaluated by Milling. *Titanium'2011: Science and Technology: Proc. 12th World Conf. on Titanium / 19-24 June 2011, Beijing, China*, Pp. 1265-1268.

Yu.B.Egorova¹, L.V.Davidenko², E.N.Egorov³, S.B.Belova⁴

**PREDICTION OF MECHANICAL PROPERTIES AND
MACHINABILITY BY CUTTING TITANIUM ALLOY
Ti-6Al-4V DEPENDING ON ALUMINUM AND MOLYBDENUM
EQUIVALENTS**

^{1,3,4}MAI Stupinsky branch, Russia;
²Moscow Polytechnic University, Russia.

Abstract

The work is devoted to the development of methods for predicting the mechanical properties and machinability by cutting of alloys of the Ti-6Al-4V type, depending on the equivalents for aluminum and molybdenum after annealing in the $\alpha + \beta$ - and β -area. On the basis of the regression analysis of the research results, models were obtained for assessing the tool life of cutters when turning bars of various degrees of alloying with globular, transitional and mixed structures after standard annealing. The test results showed that an increase in the equivalents for aluminum and molybdenum, as well as the formation of a lamellar structure after β -annealing, leads to a decrease in the tool life. On the basis of the studies carried out, the classification of titanium alloys by machinability by cutting has been refined.

Key words: titanium alloys, Ti-6Al-4V alloy, chemical composition, heat treatment, structure, mechanical properties, machinability, statistical analysis.

REFERENCES

- [1] Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / Ed. by R.Boyer, G.Welsch, E.W.Collings. – ASM International. The Material Information Society. 1994. 1176 pp.
- [2] I. Gurrappa. Characterization of titanium alloy Ti-6Al-4V for chemical, marine and industrial applications. Materials Characterization. Volume 51. Issues 2–3. October 2003. Pp. 131-139.
- [3] I. Inagaki, T. Takechi, Y. Shirai, N. Ariyasu. Application and Features of Titanium for the Aerospace Industry. Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report No. 106. JULY 2014. Pp. 22-27.
- [4] Ilyin A.A., Kolachev B.A., Polkin I.S. Titanium alloys. Composition, structure, properties. M.: VILS - MATI, 2009. 520 p. (rus.)
- [5] Il'in, A.A., Scvortsova, S.V., Mamonov, A.M., Karpov, V.N. Production of medical implants from titanium-base materials. Metals. 2002. №3. Pp.97-104.

- [6] Egorova Y.B., Davydenko L.V., Egorov E.N., Belova S.B., Chibisova E.V. Development of recommendations for cutting titanium alloy Ti-6Al-4V by optimizing heat treatment modes. Modern mechanical engineering: science and education: materials of the 6th International Scientific and Practical Conference, St. Petersburg: Publishing House of Polytechnic university. 2017. №6. Pp. 560-571.
- [7] Khanna, N., Sangwan, K.S. Machinability study of α/β and β titanium alloys in different heat treatment conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B: Journal of Engineering Manufacture. 2013. Vol. 227. №. 3. Pp. 357-361.
- [8] Armendia, M., Osborne, P., Garay, A., Belloso, J., Turner, S., Arrazola, P.-J. Influence of heat treatment on the machinability of titanium alloys. Materials and Manufacturing Processes. 2012. Vol. 27. №. 4. Pp. 457-461.
- [9] S.E. Niknam, R. Khettabi, V.Songmene, Machinability and Machining of Titanium Alloys: A Review, In J.P. Davim (Ed.). Machining of Titanium Alloys, pp. 1-30 (Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014).
- [10] M.V. Ribeiro, M.R.V. Moreira, J.R. Ferreira. Optimization of titanium alloy (Ti-6Al-4V) machining. Journal of Materials Processing Technology. 2003.1, pp.143-144, pp. 458-463.
- [11] Mahshad Javidikia, Victor Songmene, Mohammad Jahazi. Finite element simulation-based predictive regression modeling and optimum solution for grain size in machining of Ti6Al4V alloy: Influence of tool geometry and cutting conditions. Simulation Modelling Practice and Theory. Volume 104, November 2020. 102141.
- [12] Syed Basith Muzammil, Alemnew Ebabu Endale, Shimelis Bihon Gasha. Studies on machining characteristics of titanium alloy Ti-6Al-4V using abrasive water jet cutting. Syed Basith Muzammil Journal of Engineering Research and Application. Vol. 8. Issue5 (Part -IV). May 2018, pp 81-87
- [13] Egorova, Y.B., Davydenko, L.V., Egorov, E.N., Chibisova, E.V., Starchikova, I.Y. Study of stability of chemical composition and characteristics of machinability of titanium alloys of Ti-Al-V and Ti-Al-Mo-V-Cr-Fe systems. International Review of Mechanical Engineering. 2020. Vol. 14(2). Pp. 111–118.
- [14] PI 1.2.785 - 2009 Metallographic analysis of titanium alloys. - M .: VIAM, 2010.45 p.
- [15] Y.B. Egorova, L.V. Davydenko, A.V. Shmyrova. Prediction of Mechanical Properties of Ti-6Al-4V Titanium Alloy Bars Depending on Aluminum and Molybdenum Strength Equivalents. Materials Engineering and Technologies for Production and Processing VI. 2021, p. 227-232.
- [16] Pilchak, A.L., Sargent, G.A., Semiatin, S.L. Early. Stages of Microstructure and Texture Evolution during Beta Annealing of Ti-6Al-4V. Metall Mater. Trans. 2018. Pp. 49.908–919.

- [17] O.M.Ivasishin, S.L.Semiatin, P.E.Markovsky, S.V.Shevchenko, S.V.Ulshin. Grain growth and texture evolution in Ti-6Al-4V during beta annealing under continuous heating conditions. *Materials Science and Engineering*. Volume 337. Issues 1-2. 5. November 2002. Pp. 88-96 [https://doi.org/10.1016/S0921-5093\(01\)01990-6](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(01)01990-6)
- [18] Wanhill, R., & Barter, S. *Fatigue of beta processed and beta heat-treated titanium alloys*. Berlin: Springer Science & Business Media. 2011
- [19] Jeong, D., Kwon, Y., Goto, M. et al. High cycle fatigue and fatigue crack propagation behaviors of β -annealed Ti-6Al-4V alloy. *Int. J. Mech. Mater. Eng.* 2017. 12, 1. <https://doi.org/10.1186/s40712-016-0069-8>
- [20] Egorova Yu.B., Davydenko R.A., Davydenko L.V. Classification of domestic and foreign titanium alloys by machinability. *Materials Science*. 2014. No. 34. P.14-20.
- [21] Nyakana, S.S., Kosaka, Y., Venkatesh, V., Fanning, J. Machinability of TIMETAL 54M Evaluated by Milling. *Titanium'2011: Science and Technology: Proc. 12th World Conf. on Titanium / 19-24 June 2011, Beijing, China*, Pp. 1265-1268.

УДК 621.01

Д.Д.Куликов¹, Е.И. Яблочников², О. А. Абышев³, А.В.Чукичев⁴

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩЕЙ СРЕДЕ



¹ Дмитрий Дмитриевич Куликов

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет ИТМО» Россия, Санкт-Петербург . Тел.: (812) 2336464, E-mail: ddkulikov@mail.ru



²Евгений Иванович Яблочников

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет ИТМО» Россия, Санкт-Петербург. Тел.: (921)947-6312, E-mail: yablochnikov@itmo.ru



³Абышев Оман Аскарбекович

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет ИТМО» Россия, Санкт-Петербург. Тел.: (965)048-5346, E-mail: abyshev.o@yandex.ru



⁴Чукичев Артемий Валерьевич

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет ИТМО» Россия, Санкт-Петербург. Тел.: (905)279-6658, E-mail: avchukichev@itmo.ru

Аннотация

В статье рассмотрен подход к созданию системы автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП). Подход основан на использовании единого информационного пространства, организованного на основе предметной онтологии и словарной системы для технологической подготовки производства, а также комплекса технологических баз знаний. Барьер интероперабельности САД-систем и САПР ТП преодолен путем автоматизированного создания

параметрических моделей деталей и операционных заготовок. Это позволило повысить уровень автоматизации проектирования технологических процессов. САПР ТП рассмотрена как многопользовательская система, состоящая из комплекса веб-сервисов.

Ключевые слова: САПР технологических процессов, единое информационное пространство, параметрическая модель, интероперабельность, технологическая подготовка производства, проектирование операционных заготовок, веб-сервисы

Введение

Развитие современной промышленности происходит в рамках концепции «Индустрия 4.0». Индустриальная киберфизическая система (ИКФС) является ключевым элементом Индустрии 4.0 и представляет собой техническую систему, которая строится на основе бесшовной интеграции вычислительных алгоритмов и физических компонентов [1].

Современные технологии цифровизации производственных процессов в настоящее время повсеместно внедряются на приборостроительных предприятиях. Цифровое производство, основанное на единой модели данных об изделиях, процессах и производственных системах, на цифровых методах планирования, моделирования, мониторинга и управления производством – это базовая ступень к созданию индустриальных киберфизических производственных систем.

Конструктивный элемент (КЭ) изделия – одно из наиболее распространенных и незаменимых понятий в автоматизированном проектировании. КЭ может рассматриваться как средство связи между дизайном и производством [2] и с их помощью параметризованная информация об изделии из САД-моделей может непосредственно поддерживать планирование производства в САМ-системе [3].

Таким образом, переход к цифровому производству связан с необходимостью повышения уровня автоматизации технологической подготовки производства (ТПП) и интеграции систем ТПП между собой [4]. На наш взгляд, такая перестройка должна выполняться по следующим направлениям:

1. В условиях расширенного производства автоматизированная система технологической подготовки (АСТПП) территориально распределена. Поэтому целесообразно организовать функционирование АСТПП в веб-ориентированной среде [5], в которой компоненты ТПП рассматриваются как веб-сервисы, находящиеся в частном облаке, а взаимодействие между ними выполняется на основе многоагентных технологий [6].

2. Для консистентного информационного взаимодействия компоненты ТПП должны функционировать в едином информационном пространстве.

3. Интеграция компонентов АСТПП с PDM-системой для поддержки жизненного цикла объектов, зафиксированных в электронных документах, и выполнения контроля процесса технологической подготовки этих объектов с помощью технологии «workflow».

4. Интеграция САМ-системы с сервисами выполняемыми подсистемами АСТПП, в частности выбор инструмента, расчет режимов резания и т.п., для ускорения разработки управляющих программ

5. Активная обратная связь с действующим производством для быстрого исправления допущенных ошибок в технологических процессах и реализации предложений по совершенствованию действующей технологии.

6. Быстрые изменения среды проектирования (состава технологического оснащения, применяемых материалов, методов обработки и т.д.) требуют использования баз знаний, позволяющих обеспечить высокий уровень адаптации к изменениям внешней среды и последовательное развитие АСТПП.

В данной статье рассмотрен подход к построению системы автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП), который позволяет учесть указанные требования к организации ТПП в современных условиях.

Материалы и методы

Информационная интеграция компонентов АСТПП

Из всех указанных аспектов рассмотрим в первую очередь вопросы, связанные с созданием единого информационного пространства в условиях, когда ТПП организована как веб-ориентированная система, при которой функциональные компоненты (ФК), решающие технологически задачи, находятся, например, в частном облаке и позволяют обеспечить многопользовательский режим работы технологов. Взаимное и эффективное функционирование ФК может быть обеспечено лишь при наличии единого информационного пространства (ЕИП).

В ТПП циркулирует большое множество моделей объектов, в том числе графические модели (например, 2D или 3D модели деталей и заготовок) и параметрические модели, организованные как объекты со сложной иерархической или сетевой структурой (например, модели технологических процессов). Некоторые объекты, такие как инструменты, приспособления и оборудование, могут иметь оба типа моделей. При решении технологических задач часть информации может переноситься из

графических (например, чертежи деталей) в параметрические модели технологических процессов.

Из-за большого количества параметров, информация о которых циркулирует между компонентами АСТПП, часто возникает барьер интероперабельности (interoperability barrier) между взаимодействующими ФК [7]. Проведённый анализ показал, что этот барьер часто возникает из-за отсутствия консистентности (согласованности) параметров передаваемых моделей.

В первую очередь должна выполняться консистентность концептов (понятий), закреплённых за параметрами моделей, передаваемой из одной ФК в другую. Для этого они должны принадлежать единой онтологии ТПП. Необходимо отметить, что параметры моделей обычно передаются без своих концептов для сокращения объема передаваемой информации.

Как отмечено в работе [4] важной особенностью параметров моделей является многообразие обозначений и их повторяемость для разных концептов. Для многих объектов часто применяются стандартизованные обозначения параметров, изменять которые нежелательно. Кроме того, если параметр имеет ограниченный круг значений, полученных с помощью какого-либо классификатора, то возможно нарушение консистентности по значению параметра из-за использования между ФК несовпадающих классификаторов.

Значения параметров могут быть заданы синтаксически разными способами. Например, интервал от 10 до 40 мм записывают: «1-40» или «10...40». Предельная глубина резания инструмента может быть задана как «до 4». Могут использоваться отношения порядка, например, « $k > 3$ », « $t \geq 3$ », « $p < 5.4$ », « $s \leq 6.3$ » и т.д. Размеры могут задаваться с указанием их точности, например, «20H14» или « 30 ± 0.3 » или « $40^{+0.12}$ ». Во многих случаях точность размера задаётся отдельным параметром. Например: «IT = H14» или $ВО = 0.12$ и $НО = -0.3$. Принимающая сообщение ФК, должна выполнять анализ значений параметров объектов, способов их задания и реагировать соответствующим образом, что позволяет обеспечить требуемую консистентность.

Такая метаинформация носит название «атрибуты ограничений значений параметров» (АОЗП). Часть АОЗП обычно используется при создании баз данных (БД) для формирования схемы данных. Однако многие модели объектов имеют переменную структуру, поэтому подход, основанный на использовании схемы данных, не может быть использован. Проверка консистентности может выполняться с помощью словарной системы, содержащей базу со всеми атрибутами параметров для всего множества используемых параметров. Концептуализация предметной области ТПП должна быть представлена в виде модели единого

информационного пространства, которая описывает связь онтологии и метаданных в ТПП [8].

Словарная система вместе со своей онтологией является важнейшим компонентом ЕИП. Словарная система содержит базу данных, в которой хранятся обозначения параметров вместе с их АОЗП. Системная компонента, работающая со словарной системой, предоставляет авторизованный доступ для поддержания базы данных в актуальном состоянии.

Барьер интероперабельности CAD и САПР ТП

Высокий уровень автоматизации в САПР ТП является основой для успешного функционирования АСТПП в современных условиях. Однако наличие барьера интероперабельности CAD и САПР ТП, не позволяет повышать уровень автоматизации для большинства САПР ТП и затрудняет дальнейшее развитие АСТПП.

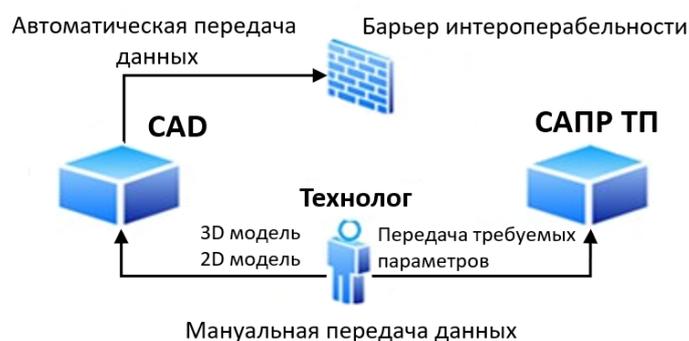


Рис. 1. Барьер интероперабельности CAD и САПР ТП.

Возможным способом решения задачи передачи данных из CAD-системы в САПР ТП является использование нейтральных форматов IGES или STEP. Одним из последних нововведений в CAD-системах является поддержка возможности сохранения трехмерных аннотаций наряду с другими элементами модели в формате STEP [9]. Протоколы STEP AP214IS, AP203E1 и AP242 поддерживают обмен аннотациями, такими как 3D-заметки, размеры, символы шероховатости поверхности, общие символы и символы сварных швов, допуски формы и расположения, теги задания опорных элементов и целевых опорных элементов. Необходимо отметить, что в стандарте ГОСТ 2.052-2015 [10] аннотации названы атрибутами электронной геометрической модели (ЭГМ). Однако, сложность извлечения информации из описания в формате STEP заставили искать другие альтернативные подходы к более простому извлечению нужной информации.

Проведенный анализ показал, что возможным подходом к получению информации о детали является использование так называемых

«параметрических моделей деталей» (ПМД), содержащих полную информацию о детали и являющихся «своеобразным» нейтральным форматом для модели детали. Этот подход развивался в 80-х годах и был изложен в трудах В.Д. Цветкова [11] и ряда других авторов. Появление такого подхода была вызвана необходимостью системы описания деталей для автоматического проектирования технологических процессов [12].

В результате исследований была подтверждена принципиальная возможность автоматического проектирования технологических процессов на базе ПМД. В процессе проектирования ТП с помощью простых процедур автоматически выполнялась выборка нужной информации. Основным недостатком данного подхода заключался в трудоемкости составления и записи ПМД. Кроме того, выявились сложности формализации технологических задач и необходимость адаптации разрабатываемых алгоритмов применительно к конкретным предприятиям. С появлением и развитием САД-систем произошел переход к 3D-моделям деталей. Ввод информации стал осуществляться вручную технологом из ЭГМ в процессе проектирования ТП.

Преодоление указанного регресса, на наш взгляд, может достигнуто путем создания ЭГМ с параллельным и автоматическим созданием параметрической модели детали.

Результаты

Метод параллельного формирования параметрической модели детали

В работе [9] был предложен подход, названный «методом параллельного формирования параметрической модели детали». Этот метод основан на следующих положениях:

1. создается комплекс макросов для вывода на монитор шаблонов для управления процессом ввода данных и для ввода текстовых данных;
2. для используемой САД-системы создается библиотека конструктивных элементов (КЭ);
3. создается комплекс макросов для вывода на экран таблиц с параметрами элемента из библиотеки КЭ, в которые будут записываться значения параметров (размеры и шероховатость поверхностей, отклонения формы и т.д.);
4. создается комплекс макросов для каждого КЭ для вывода на дисплей 3D изображения этого элемента с атрибутами на основе введенных для него параметров;
5. для каждого КЭ создается макрос для создания его параметрической модели в формате XML на основе введенных для элемента значений параметров.

Соединяя созданные 3D изображения элементов с применением операций булевой алгебры, конструктор получает твердотельную геометрическую модель детали с полным набором атрибутов. Одновременно получается и её параметрическая модель в формате XML.

Данный подход позволяет ускорить ввод информации о конструктивных элементах, поскольку необходимо вводить только информацию о параметрах конструктивных элементов и выполнять ввод атрибутов, и обеспечивает автоматический перенос информации общего назначения в параметрическую модель детали. Кроме того, на базе применения процедур работы с XML файлом может быть выполнена выборка любой информации из ПМД и автоматически использована в процессе проектирования технологических процессов.

Таким образом преодолевается барьер семантической интероперабельности CAD-системы и САПР ТП [13]. Можно сказать, что, «цифровой прототип» детали разделяется на «графический и параметрический прототипы», причем графический прототип представлен в двух формах.

Концептуально ПМД представляет собой фреймовое иерархическое представление объекта. Слоты фрейма – это параметры, содержащие обозначение параметра, предикат и значение параметра. Для хранения была выбрана документ-ориентированная система управления базами данных «MongoDB». Документы друг от друга могут отличаться составом параметров, что и позволяет хранить в «MongoDB» информацию об объектах с переменной структурой.

Каждый КЭ имеет индивидуальный состав параметров, который может меняться в зависимости от того, какие параметры были использованы для формирования модели элемента. Атрибуты параметров (концепт, обозначение параметра, АОЗП) хранятся в словарной системе. Эти атрибуты используются при проектировании ТП для проверки интероперабельности при передаче информации о конструктивных элементах из одной ФК в другую.

Формирование моделей детали

Для проверки указанной методики была разработана экспериментальная система «ТИС-Деталь» [14], в которой использовалась САД-система CATIAv5.

Для ввода данных и управления процессом ввода данных используется специальный интерфейс, который предоставляет возможность перехода к любой части модели детали, а также возможность вывода результатов формирования графической или параметрической модели детали.

В первую очередь заполняются общие характеристики детали. Далее конструктор выбирает конструктивный элемент и вводит его параметры (рисунок 2).

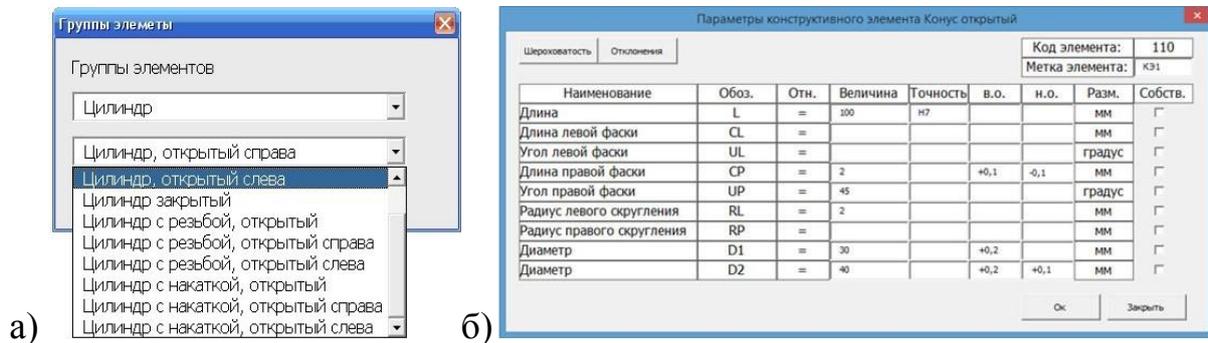


Рис. 2. а) Выбор конструктивного элемента; б) Ввод параметров конструктивного элемента

Имеется возможность вводить параметры КЭ с указанием их точности, параметров шероховатости поверхностей, а также является ли размер КЭ собственным или несобственным. Собственный размер должен быть обязательно проставлен на графической модели элемента. Несобственный параметр не проставляется на чертеже детали и его точность не контролируется при изготовлении детали.

Необходимо отметить, что обозначение параметра в чертеже детали обычно не проставляется, но оно нужно при решении технологических задач, таких как выбор режущего и измерительного инструмента, расчет выдерживаемых операционных размеров и т.д. Необходимо иметь возможность просмотра размеров КЭ без обозначения их параметров, чтобы оценить, насколько удачно выполнена простановка атрибутов элемента и не мешают ли они друг другу. Для примера на рис. 3а показан КЭ с максимальным количеством заданных параметров, а на рис. 3б – тот же элемент без простановки обозначений параметров.

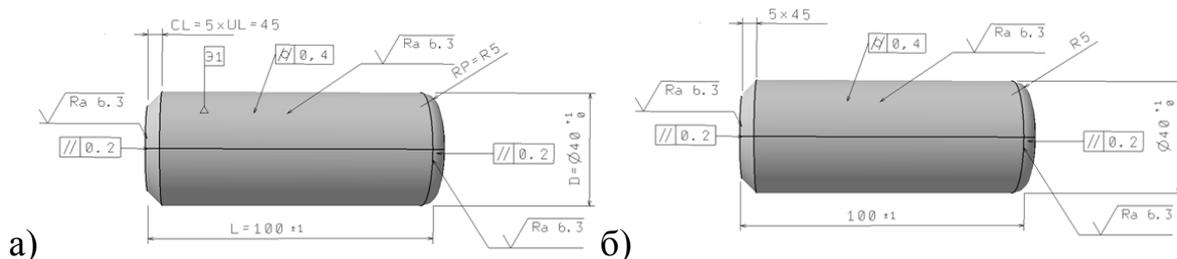


Рис. 3. а) Результаты ввода конструктивного элемента; б) Вывод элемента без указания обозначений параметров

Важной задачей является формирование детали из конструктивных элементов. Эта задача может решаться двумя способами. Первый основан

на присоединении вновь созданного КЭ к уже созданной части детали. Второй способ заключается в создании множества необходимых КЭ с последующим формированием детали из уже созданных элементов. Операция соединения объектов заключается в предварительном выводе таблицы, в которой указываются объекты для соединения между собой с указанием способов их соединения (например, соосное прилегание).

После создания модели детали имеется возможность показать параметрическую модель, а также графическую без обозначений параметров как показано на рисунке 4. Результаты проектирования регистрируются в PDM–системе для отслеживания жизненного цикла созданных моделей.

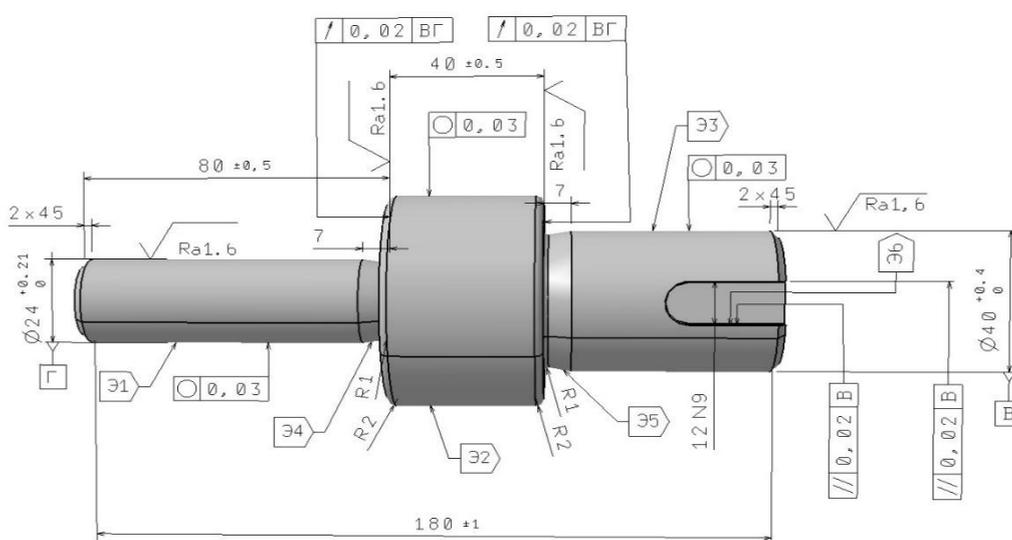


Рис. 4. Графическая модель без указания наименований параметров

Формирование моделей операционных заготовок

При проектировании технологического процесса после определения последовательности выполнения технологических операций и их структуры необходимо сформировать модели операционных заготовок (ОЗ) [15]. В них указывается вид заготовки после выполнения заданной операции и размеры, которые нужно при этом выдерживать.

Создание моделей ОЗ обычно решается следующим образом. С помощью САД-системы технолог на основе ЭГМ формирует 3D модели операционных заготовок. Далее их преобразовывают в 2D модели с проставлением необходимых атрибутов: технологические базы, выдерживаемые размеры, шероховатости обрабатываемых поверхностей и т.д. Для решения технологических задач используется метод ручного ввода нужной информации из указанных графических моделей.

Для ускорения процесса формирования моделей операционных заготовок в работе предлагается подход, основанный на синтезе ОЗ

методом «добавляемых тел» [16]. Метод основан на следующих положениях:

1. Проектирование технологических операций ведется от последней операции к первой, при этом ЭГМ детали рассматривается как выходной объект, полученный на последней операции.

2. Модель выходной заготовки (графическая и параметрическая) получается путем добавления атрибутов в виде комплекса размеров, выдерживаемых на заданной операции, а также добавлением технологических баз, шероховатости обрабатываемых поверхностей и т.д.

3. Модель входной заготовки, поступающей на операцию, получается путем логического сложения с добавляемыми телами или отключения ранее созданных конструктивных элементов.

4. Модель входной заготовки становится выходной заготовкой для предшествующей операции и ее снабжают атрибутами для этой предшествующей операции.

5. Процесс преобразования ведут до получения исходной заготовки.

Важной особенностью процесса формирования ОЗ является параллельное и автоматическое создание параметрической модели выходной заготовки. Тем самым открывается возможность автоматического доступа с помощью соответствующих процедур к информации, необходимой для решения технологических задач: выбор режущего и измерительного инструмента, расчета режимов резания и т. д.

Задача синтеза модели входной заготовки, поступающей на заданную операцию, выполняется одним из двух способов:

- отключение от выходной заготовки КЭ, получаемых на операции (элементы «отсечения» – отверстия, пазы, канавки и т.д.);
- добавление тел (названных «добавляемыми телами») для показа поверхностей, которые будут обрабатываться на данной операции.

В качестве добавляемых тел могут служить КЭ из библиотеки элементов, применяемых при проектировании детали. Таким образом, имеют место две процедуры:

$$D \oplus DT \Rightarrow OZ;$$

$$D \ominus КЭ \Rightarrow OZ$$

где \oplus – процедура «логической сборки»; \ominus – процедура отключения (деактивации) КЭ из дерева построения.

Добавление тел в САД-системе выполняется с помощью «способа логической сборки», который обладает такими достоинствами, как удобство редактирования добавляемых тел, понятное дерево построений и небольшой размер выходного файла. В качестве недостатка можно отметить повышенную нагрузку на компьютер при деактивации объекта.

Применение той или иной процедуры зависит от сложности закрытия поверхностей. Если нужно закрыть сразу несколько поверхностей, то

целесообразно применение добавляемого тела. На рисунке 5а показана выходная заготовка после выполнения фрезерной операции для получения зубцов необходимой формы, расположенных по окружности. Для закрытия зубчатого зацепления возможны два варианта добавляемых тел. Тело DT1 – комплекс добавляемых тел, условно рассматриваемых как одно тело, получено путем копирования пространства между зубцами, что достаточно трудоемко. Тело DT2 представляет собой типовой КЭ «диск».

Для формирования модели входной заготовки может быть использованы либо комплекс добавляемых тел DT1, либо, добавляемое тело DT2 (рисунок 5 б и в). В результате выполнения процедур $D \oplus DT1 \Rightarrow OZ$ или $D \oplus DT2 \Rightarrow OZ$ получим модель входной заготовки (рисунок 5г).

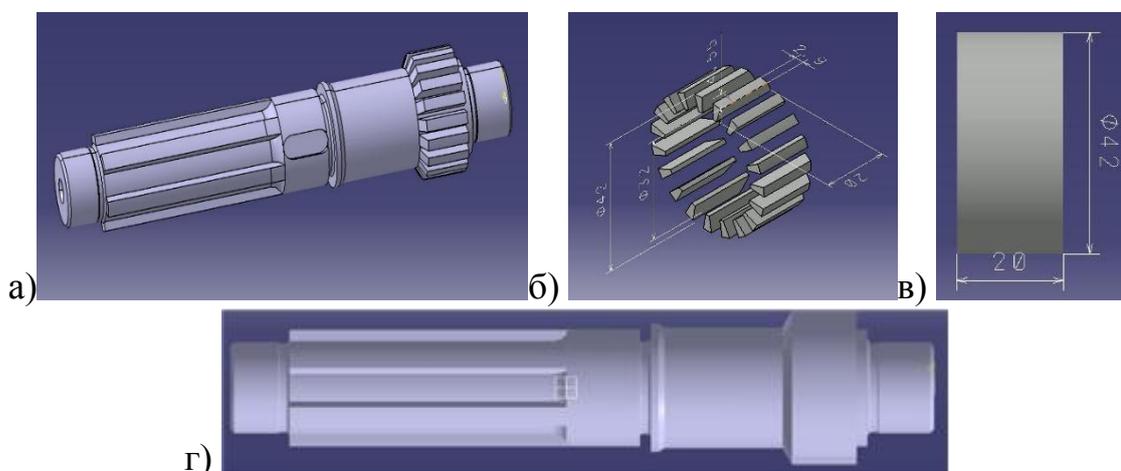


Рис. 5. а) Выходная заготовка, полученная после выполнения операции зубофрезерования; б) варианты добавляемого тела DT1 и в) DT2; г) Входная заготовка, полученная после присоединения добавляемых тел.

Метод добавляемых тел обладает важными достоинствами:

- простота использования метода, на основе библиотеки КЭ;
- использование метода не разрушает конфигурацию детали, а лишь её «прикрывает». Графическая модель исходной заготовки, поступающей на первую операцию, представляет собой «кокон», позволяющий в одном файле хранить комплекс, состоящий из графических моделей детали и всех операционных заготовок, что позволяет значительно уменьшить объем хранимой информации;
- наличие «коккона» позволяет моделировать процесс изготовления детали путем последовательного отключения добавляемых тел или включения деактивированных КЭ, что важно для общей оценки разработанного технологического процесса;
- автоматическое создание параметрических моделей выходных заготовок дает возможность функциональным компонентам автоматически выбирать из этих моделей информацию, необходимую

для решения технологических задач и исключает необходимость ручного ввода этой информации.

Общая схема формирования моделей операционных заготовок

Необходимым условием формирования моделей операционных заготовок является наличие ЭГМ детали и 3D модели детали, т.е. модели, не содержащей атрибутов. Последовательность формирования моделей ОЗ определим следующим образом.

1. В первую очередь 3D модели детали преобразуем в выходную модель ЭГМОЗ_{вых,п} для последней операции п. Для этого в 3D модели детали проставляем операционные размеры, технологические базы, шероховатость обрабатываемых поверхностей. Комплекс выполняемых при этом процедур обозначим следующим образом:

$$3D \rightarrow f_n \rightarrow \text{ЭГМОЗ}_{\text{вых,п}}$$

где ЭГМОЗ_{вых,п} – геометрическая модель выходной заготовки, «насыщенная» атрибутами, необходимыми для выполнения п – й операции;

f_n – процедура «насыщения» ЭГМ необходимыми атрибутами.

Кроме того, автоматически создается и параметрическая модель выходной заготовки:

$$\text{ЭГМОЗ}_{\text{вых,п}} \rightarrow p_n \rightarrow \text{ПМОЗ}_{\text{вых,п}}$$

2. Далее создается входная модель заготовки $3D_{\text{вх,п}}$, которая одновременно является моделью $3D_{\text{вых,п-1}}$ выходной заготовки для предыдущей операции п-1. При этом используются добавляемые тела и деактивируются объекты, создаваемые на этой операции. В результате получается модель входной заготовки. Эта модель насыщается атрибутами с помощью процедуры $f_{\text{вых,п-1}}$:

$$3D_{\text{вых,п-1}} \rightarrow f_{\text{п-1}} \rightarrow \text{ЭГМОЗ}_{\text{вых,п-1}}$$

Одновременно создается и параметрическая модель для выходной заготовки на операции п-1:

$$\text{ЭГМОЗ}_{\text{вых,п-1}} \rightarrow p_{\text{п-1}} \rightarrow \text{ПМОЗ}_{\text{вых,п-1}}$$

Указанные преобразования продолжаются до первой операции, технолог выбирает способ получения исходной заготовки: пруток, отливка, штамповка и т.д. Для исходной заготовки получают 3D модель исходной заготовки ($3DZ_0$), ЭГМ модель исходной заготовки со всеми атрибутами (ЭГМОЗ₀) и параметрическая модель исходной заготовки (ПМЗ).

Таким образом в процессе формирования моделей заготовок просматриваются три линии создаваемых объектов:

- ЭГМ операционных заготовок;
- 3D модели ОЗ, которые могут быть использованы для разработки управляющих программ для станков с ЧПУ;
- ПМОЗ, использующиеся при решении технологических задач.

Таким образом, общая схема формирования моделей операционных заготовок имеет вид, показанный на рисунке 6, где МДТ – комплекс добавляемых тел.

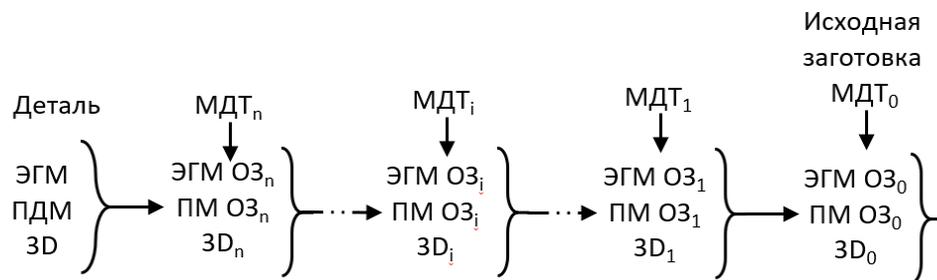


Рис. 6. Последовательность формирования моделей операционных заготовок

Проектирование технологических операций

Необходимо отметить, что схема проектирования технологических операций (ТО) меняется коренным образом. Технолог в первую очередь занимается формированием в САД-системе моделей операционных заготовок с помощью метода добавляемых тел. Параметрические модели операционных заготовок получаются автоматически, подобно созданию ПМД и записываются в базу данных проекта. В этой базе содержатся графические и параметрические модели детали, операционных заготовок, а также формируемый ТП.

Отсюда возникает важная особенность предлагаемой схемы проектирования операций. Пока технолог формирует в САД-системе очередную модель операционной заготовки становится возможным параллельно запускать в информационно-управляющей среде решение технологических задач для заданной операции. Такой подход позволяет сократить общее время проектирования ТП.

Размеры добавляемого тела могут содержать величины припусков на обработку поверхностей, входящих в добавляемое тело. Поэтому можно дать команду на расчет припусков. Как только определены форма и технологические переходы для какой-либо обрабатываемой поверхности, можно запустить функциональную компоненту по расчету режимов резания и выбору инструмента. При необходимости технолог имеет возможность корректировать содержание технологических переходов. В процессе проектирования возможен возврат к ранее принятым решениям.

Управляющая среда представляет собой комплекс, состоящий из трех линеек веб-сервисов, управляемых агентами-почтальонами (рисунок 7). Система является многопользовательской, поэтому первая линейка – это управляющие компоненты (УК), с которыми работают технологи для управления проектированием ТП. Вторая линейка – это функциональные компоненты (ФК), решающие технологические задачи. Третья линейка – это системные компоненты (СК), предназначенные для сопровождения баз

данных и знаний. Необходимость этой линейки вызвана тем, что при проектировании ТП используется нормативно–справочная информация (НСИ), которая имеет большой объем и содержится в различных справочниках и стандартах. На основе НСИ создаются базы данных и знаний. В современных условиях НСИ и производственная обстановка достаточно быстро меняются и поэтому необходимо постоянно адаптировать базы данных и знаний под новые условия с помощью СК.

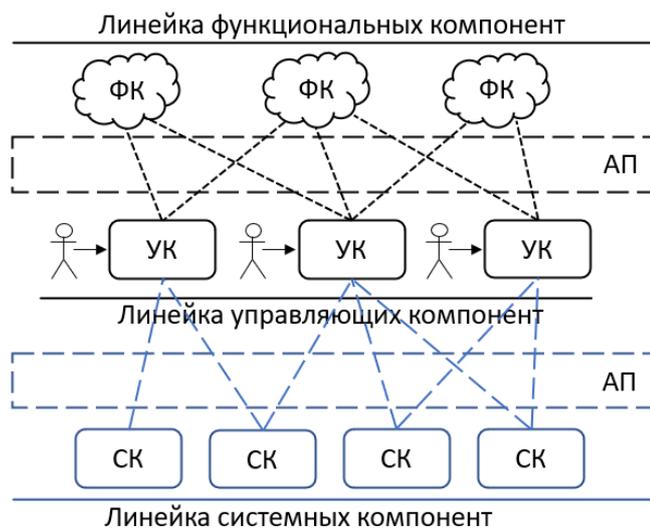


Рис. 7. Структура системы проектирования ТП

Компоненты ФК и СК при своем функционировании обращаются к базам данных и знаний, а УК к базе данных проекта. Взаимодействие между компонентами выполняется с помощью агентов-почтальонов (АП). Роль агентов сводится в основном к выборке сообщений из выходных очередей с последующей постановкой сообщений во входные очереди заданных компонент. В одной входной очереди могут стоять сообщения от разных УК, т.е. от разных технологов.

Словарная система состоит из следующих частей: [17]

- онтологии;
- словаря, состоящего из множества обозначений параметров и их АОЗП, а также ссылок на концепты, хранимые в онтологии для всех применяемых параметров;
- вспомогательной компоненты ФК_В, предназначенной для проверки консистентности передаваемых сообщений;
- системной компоненты, необходимой для обслуживания онтологии и словаря.

Решение технологических задач в информационно-управляющей среде

Рассмотрим функционирование системы с использованием схемы, показанной на рисунке 8. В системе имеется ФК, предназначенная для расчета режимов резания [18] на основе разработанной базы знаний, основанной на справочнике для расчета режимов резания для станков с ЧПУ [19]. Однако ввод данных для этого сервиса раньше выполнялся вручную. Результаты расчетов так же вручную заносятся в модель ТП.

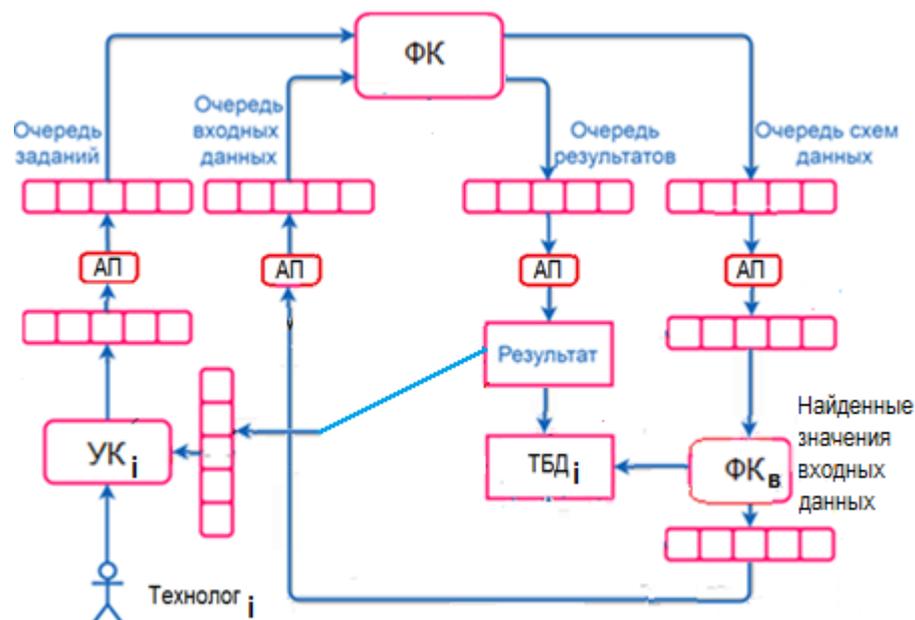


Рис. 8. Взаимодействие компонент при решении технологической задачи в информационно-управляющей среде

Наличие базы данных проекта, содержащей кроме ТП, параметрические модели детали и операционных заготовок, позволяет технологу сформировать сообщение, в котором указываются необходимые поисковые параметры. Например, тип задачи – расчет режимов резания, код операции – токарная, переход – точение, выходной параметр – подача, обрабатываемая поверхность – ЭЗ. Сообщение передается в выходную очередь УК. АП забирает сообщение из выходной очереди и по каталогу функциональных компонент ищет какая ФК будет решать задачу. После нахождения ФК агент передает сообщение во входную очередь этой компоненты. Далее найденная ФК уже по своему каталогу определяет какой блок знаний будет решать данную задачу.

Специфика баз знаний заключается в том, что каждый блок знаний характеризуется своей схемой входных данных (набор параметров), которые невозможно заранее определить. Поэтому была разработана методика подготовки входных данных, основанная на хранении в блоках знаний своих схем данных для последующего поиска по ним значений

входных параметров [18]. При вызове найденного блока знаний схема данных заносится в выходную очередь. АП выбирает из очереди схему входных данных и передает её вспомогательной компоненте ФК_В. Эта компонента обращается к базе данных проекта и выбирает значения входных параметров, необходимых для решения задачи расчета режимов резания. Поиск выполняется в параметрических моделях детали, ОЗ и технологического процесса.

Эксперименты, проведенные с компонентой, выполняющей расчеты режимов резания, показали возможность создания, так называемых, «расчетных цепочек». Указанная ФК может в качестве дополнения к результатам расчета выдать задание на решение следующей задачи расчета режимов резания. Например, от расчета подачи перейти к расчету скорости резания, используя информацию, полученную при решении предыдущей задачи и записанную в базу данных проекта. Веб-сервисы сами формируют задания и с помощью АП передают их следующей компоненте. Следовательно, процесс проектирования технологии сдвигается больше в сторону проектирования операционных заготовок с использованием САД-системы, т.к. многие задачи могут выполняться без участия технолога за счет использования параметрических моделей деталей и операционных заготовок.

На основе полученного комплекса файлов с помощью соответствующей ФК формируются файлы, содержащие технологические карты. Далее составляются задания на проектирование и изготовление оснастки. Созданные документы передаются для проверки и утверждения в контролирующие подразделения ТПП. На современном этапе развития ТПП используются PDM-системы, позволяющие создавать информационную структуру создаваемых изделий. Файлы с моделями и документами регистрируются в дереве проекта, содержащего объекты, для которых разрабатывается ТП. Наличие учетной карточки позволяет отслеживать жизненный цикл объекта, на который она заведена. Применительно к разрабатываемому ТП можно проверять сроки его проектирования, а также просматривать с помощью выверов содержание файлов, созданных в процессе проектирования ТП. Исследования проводились на базе PDM-системы Smarteam [20].

Использование Smarteam показало возможность поиска деталей – аналогов по их параметрическим моделям. В качестве поисковых признаков были выбраны: код конфигурации детали по классификатору ЕСКД, размеры детали и ряд других параметров. Анализ ТП деталей-аналогов позволяет определить возможность их использования для заданной детали. Чем выше их конструктивная близость, тем меньше будет уровень доработки их технологических процессов применительно к заданной детали. Аналогично можно сказать и о технологической

оснастке, необходимой для выполнения операции. Сказанное еще раз подтверждает важность предложенного подхода, основанного на использовании параметрических моделей деталей и операционных заготовок.

Обсуждение и заключение

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Организация САПР ТП как веб-ориентированной и многопользовательской системы, функционирующей в информационно-управляющей среде, является основой для выполнения интеграции систем ТПП.

2. Преодоление барьера интероперабельности САД-системы и САПР ТП возможно при формировании ЭГМ деталей и операционных заготовок с одновременным автоматизированным созданием их параметрических моделей, как источников информации для проектирования технологических процессов.

3. Использование процедур поиска и выборки информации из параметрических моделей операционных заготовок позволяет отменить ручной ввод информации при решении технологических задач и тем самым повысить уровень автоматизации САПР ТП и уменьшить время и стоимость проектирования технологических процессов.

4. Создание единого информационного пространства, а также наличие онтологии и словарной системы позволяет контролировать консистентность параметров, передаваемых компонентами САПР ТП, и выполнять соответствующие корректировки.

5. Наличие параметрических моделей деталей позволяет в рамках PDM-системы организовать поиск деталей аналогов для заимствования их технологических процессов с последующей доработкой применительно к заданной детали.

Выполненные исследования можно рассматривать как неотъемлемую часть исследований по созданию производственных киберфизических систем [21]. Разработанные системы классификации, единая семантическая модель производственной системы и принципы организации информации могут быть применены для решения таких задач Индустрии 4.0 как идентификация объекта производства (заготовки/детали), определение его признаков (принадлежность к группе, принадлежность к заказу, материал, размеры, текущее состояние и т.д.), автоматическое формирование технологических маршрутов производства объекта. Кроме того, они могут быть основой для организации и структурирования информации облачных хранилищ данных для сервисов SOA и ряда других важных задач. Представленные в статье решения также позволяют перейти к

исследованиям, связанных с реализацией концепции «умной заготовки» [22].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] A.W. Colombo, T. Bangemann, S.Karnouskos, J. Delsing, P. Stluka, R.Harrison, F. Jammes and J.Lastra, *Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems*. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI:10.1007/978-3-319-05624-1.
- [2] Chlebus E., Krot K. CAD 3D Models Decomposition in Manufacturing Processes // *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 16, Issue 1. Pp. 20–29. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.acme.2015.09.008>.
- [3] Chao Zhang, Guanghui Zhou, Junsheng Hu, Jing Li, Deep learning-enabled intelligent process planning for digital twin manufacturing cell, *Knowledge-Based Systems*, Volume 191, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.knosys.2019.105247>.
- [4] Куликов Д.Д. Интеграция систем технологической подготовки производства // *Современное машиностроение: Наука и образование*, 2018. – С. 749-759.
- [5] Филюков Н.Е. Архитектура веб-ориентированной автоматизированной системы технологической подготовки производства // *Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики*. 2014. № 5 (93). С. 133-138.
- [6] Sundresh, T. S. (2006). Semantic reliability of multi-agent intelligent systems. *Bell Labs Technical Journal*, 11(3), 225-236. doi:10.1002/bltj.20191
- [7] Макаренко С. И., Олейников А. Я, Черницкая Т. Е. Модели интероперабельности информационных систем // *Системы управления, связи и безопасности*. 2019. № 4. С. 215-245. doi: 10.24411/2410-9916-2019-10408.
- [8] Носов, С.О., Сагидуллин, А.С. Организация метаданных в системе управления знаниями / *Изв. Вузов. Приборостроение*. 2014. Т. 57, № 8, с.45-48.
- [9] Бабанин В.С. Методика создания конструкторско-технологической модели детали в среде САД-системы // *Известия Вузов – Приборостроение – СПб: СПб НИУ ИТМО*, 2014. №8, С. 21-25.
- [10] ГОСТ 2.052-2015. Единая система конструкторской документации. Электронная модель изделия. Общие положения. – Москва: Стандартинформ, 2019. – 11 с.
- [11] Цветков В.Д. Системно-структурное моделирование и автоматизация проектирования технологических процессов. – Минск: Наука и техника, 1979 – 240 с.

- [12] Щёкин А. В. Автоматизация получения параметров детали для задач конструкторско-технологической параметризации // Инженерные технологии и системы. 2019. Т. 29, № 3. С. 345–365. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.029.201903.345-365>
- [13] ГОСТ Р ИСО 11354-1-2012. Усовершенствованные автоматизированные технологии и их применение. Требования к установлению интероперабельности процессов промышленных предприятий. Часть 1. Основа интероперабельности предприятий. – Москва: Стандартинформ, 2014. – 63 с.
- [14] Куликов Д.Д., Бабанин В.С. Создание параметрической модели детали в среде САД-системы // Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики, 2011, С.167-169.
- [15] D. Kulikov, E. Yablochnikov, V. Artem, A. Aleksandr, "Method of automated design of operating the workpieces in a CAD system environment," 2017 IEEE 15th International Conference on Industrial Informatics (INDIN), 2017, pp. 96-102, doi: 10.1109/INDIN.2017.8104753.
- [16] Бабанин В.С. Параметрическое моделирование операционных заготовок // Современное машиностроение. Наука и образование, 2013. С. 577-584
- [17] Филюков, Н.Е. Онтология мультиагентных агентов в веб-центричной АСТПП // Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM – 2012). Труды 12-й международной конференции. Под ред. Е.И. Артамонова. М.: ООО «Аналитик». –2012. – С. 313-314.
- [18] Куликов Д.Д., Носов С.О. Применение табличного процессора для решения технологических задач // Известия высших учебных заведений – СПб.: Приборостроение, 2016. – Т. 59. - № 10. - С. 874-879.
- [19] Гузеев В. Д., Батуев В. А., Сурков И. В. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением. – М.: Машиностроение, 2007. – 366 с.
- [20] Куликов Д.Д., Яблочников Е.И. Управление технологической подготовкой производства в среде PDM-системы // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2007. №44.
- [21] Manzei, Christian, Linus Schleupner, und Ronald Heinze. 2016. Industrie 4.0 im internationalen Kontext: Kernkonzepte, Ergebnisse, Trends. Berlin: VDE.

- [22] Reiner Anderl. Industrie 4.0 – Digital Transformation in Product Engineering and Production // Smart Products and Smart Production. 21st International Seminar on High Technology October, 2016. Piracicaba, Brasil, 2016.

D.D. Kulikov, E.I. Yablochnikov, O.A. Abyshev, A.V. Chukichev

DESIGN OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN THE INFORMATION AND CONTROL SYSTEM

ITMO University

Abstract

The article considers an approach to creating a computer-aided system for technological process design. The approach is based on the use of a unified information space, based on a subject ontology and a dictionary system for technological preparation of production, as well as a complex of technological knowledge bases. The interoperability barrier of CAD-systems and computer-aided system for technological process design is overcome by automated creation of parametric models of parts and operational workpieces. This made it possible to increase the level of automation of the technological process design. The developed system is considered as a multi-user system consisting of a complex of web services.

Key words: computer-aided system of technological process design, unified information space, parametric model, interoperability, technological preparation of production, operational workpiece design, web-services.

REFERENCES

- [1] Colombo A.W., Bangemann T., Karnouskos S., Delsing J., Stluka P., Harrison R., Jammes F., Lastra J. Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. doi: 10.1007/978-3-319-05624-1.
- [2] Chlebus E., Krot K. CAD 3D Models Decomposition in Manufacturing Processes // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2016. Vol. 16, Issue 1. Pp. 20–29. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.acme.2015.09.008>.
- [3] Chao Zhang, Guanghui Zhou, Junsheng Hu, Jing Li. Deep learning-enabled intelligent process planning for digital twin manufacturing cell, Knowledge-Based Systems, Volume 191, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.knosys.2019.105247>.

- [4] Kulikov D.D. Integratsiya system tekhnologicheskoy podgotovki proizvodstva [Integration of technological production preparation systems] // Modern mechanical engineering: Science and education 2018. - C. 749-759. doi: 10.1872/MMF-2018-63
- [5] Filyukov N.E. Architecture of web based computer-aided manufacturing system // Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics 2014, № 5 (93). pp. 133-138. (rus.)
- [6] Sundresh, T. S. (2006). Semantic reliability of multi-agent intelligent systems. Bell Labs Technical Journal, 11(3), 225–236. doi:10.1002/bltj.20191
- [7] Makarenko S. I., Oleynikov A. Y., Chernitskaya T. E. Models of interoperability assessment for information systems. Systems of Control, Communication and Security, 2019, no. 4, pp. 215-245. DOI: 10.24411/2410-9916-2019-10408
- [8] Nosov S.O., Sagidullin A.S. Organizaciya metadannyh v sisteme upravleniya znaniyami / Journal of Instrument Engineering, 57 (8), 2014. pp.45-48. (rus.)
- [9] Babanin V.S. Metodika sozdaniya konstruktorsko-tehnologicheskoy modeli detali v srede CAD-sistemyi [Technique of creating a design and technological model of a part in a CAD system environment] // Journal of Instrument Engineering, 2014. 57(8), pp. 21-25. (rus.)
- [10] ГОСТ 2.052-2015. Unified system for design documentation. Electronic geometrical model of product. General principles (rus.)
- [11] Zvetkov V.D. Systemno-strukturnoye modelirovaniye i avtomatizatsiya proektirovaniya tekhnologicheskikh processov [System-structural modeling and automation of design of technological processes]. – Minsk: Science and Technology, 1979 – 240 p. (rus.)
- [12] Shchekin A.V. Automation of Obtaining Parts Parameters for Tasks of Design-Technological Parametrization. Inzhenernyye tekhnologii i sistemy = Engineering Technologies and Systems. 2019; 29(3), pp.345-365. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.029.201903.345-365>
- [13] ISO 11354-1:2011. Advanced automation technologies and their applications — Requirements for establishing manufacturing enterprise process interoperability – Part 1: Framework for enterprise interoperability
- [14] Kulikov D.D., Babanin V.S. Sozdanie parametriceskoy modeli detail v srede CAD-sistemyi [Development of parametric model of detail in CAD-system environment], // Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics 2011, № 4 (74) pp.167-169. (rus.)
- [15] Kulikov D., Yablochnikov E., Artem V., Aleksandr A. Method of automated design of operating the workpieces in a CAD system environment // 2017 IEEE 15th International Conference on Industrial

- Informatics (INDIN), 2017, pp. 96-102, doi: 10.1109/INDIN.2017.8104753.
- [16] Babanin V.S. Parametricheskoye modelirovaniye operatsionnykh zagotovok [Parametric modeling of operational workpieces] // Modern mechanical engineering: Science and education, 2013. С. 577-584. (rus.)
- [17] Filyukov N.E. Ontologiya multiagentnykh agentov v veb-tsentrichnoy ASTPP [The ontology of agents in the web-centric ASTPP]// Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM – 2012) – 2012, – С. 313-314. (rus.)
- [18] Kulikov D.D., Nosov S.O. The use of spreadsheet processor for solution of technological problems // Journal of Instrument Engineering. 2016. 59 (10), pp. 874-879. doi: 10.17586/0021-3454-2016-59-10-874-879
- [19] Guzeev V. D., Batuev V. A., Surkov I. V. Rezhimy rezaniya dlya tokarnykh i sverlil'no-frezerno-rastochnykh stankov s chislovyim programmnyim upravleniem. – М.: Mashinostroenie, 2007. – 366 s. (rus.)
- [20] Kulikov D.D., Yablochnikov E.I. Управление технологической подготовкой производства в среде PDM-системы // Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics 2007, № 44, pp.167-169. (rus.)
- [21] Manzei, Christian, Linus Schleupner, und Ronald Heinze. 2016. Industrie 4.0 im internationalen Kontext: Kernkonzepte, Ergebnisse, Trends. Berlin: VDE.
- [22] Reiner Anderl. Industrie 4.0 – Digital Transformation in Product Engineering and Production // Smart Products and Smart Production. 21st International Seminar on High Technology October, 2016. Piracicaba, Brasil, 2016.

УДК 621.822.172

N.A.Pelevin¹, V.A.Prokopenko²

PECULIARITIES OF COMPUTER SIMULATION OF CHARACTERISTICS OF CORRECTED HYDROSTATIC BEARINGS DURING THEIR DYNAMIC ANALYSIS



¹Nikita Aleksandrovich Pelevin,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
Russia, Санкт-Петербург
Tel.: (812)534-1388, E-mail: twic@inbox.ru



²Vyacheslav Alekseevich Prokopenko,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
Russia, Санкт-Петербург
Tel.: (812)534-1388, E-mail: mmfgak@mail.ru

Abstract

Possibilities for selection of parameters of RC-correction of hydrostatic bearing of spindle assembly of metal cutting machine under various conditions of its operation are given. Method is proposed for determining values of hydraulic capacitance and hydraulic resistance which is based on joint analysis of stability margin criteria of automatic control system and program is developed for creation of combined gradients of logarithmic decrement of oscillations and phase stability margin.

Key words: hydrostatic bearing, correction, frequency characteristics, phase margin, logarithmic decrement of vibration.

Introduction

At design and modernization of metal-cutting machines (MCM) a key factor is providing the required technological modes [1, 2] which allow to realize high-speed processing (with small cutting depth and big feed) and high loadings at low speeds of cutting for the rougher cutting of processing and for

high-strength materials. Also if MCM is supplied with a sliding spindle which had a possibility of installation of various standard tools considerable influence on dynamics of the hydrostatic bearing (HSB) [3] of the spindle unit (SU) the equivalent mass of a spindle [4]. At the same time increase in dynamic quality for improvement of working capacity [5] of HSB is possible due to introduction of the correcting RC-chains [6].

Methods

Analytical studies in the work are implemented on the basis of methods of the theory of automatic control, state space and graph analytic on the basis of computer physical and mathematical models of hydrostatic bearings. Numerical integration of computer models is performed by means of MATLAB software by Runge-Kutt method.

Determination of hydraulic correction parameters of hydrostatic bearing

For modern SU of heavy MCM such as LR400PMF-4 module a certain complexity represents by the choice of parameters of correction (R_A - hydraulic resistance, C_A - hydraulic capacity [7]) caused by need of performance of processing as at the low-speed heavy-duty $n_{\min}=100\dots500$ rpm, and at finishing high-speed operations to $n_{\max}=3150$ rpm. Using of means of computer modeling, firstly based on of the program MATLAB complex, allows to carry out the multiple parameter analysis of the HSB dynamic model including taking into account its nonlinearity [8].

Parameters of a RC chain can be defined by several ways [9]. The greatest potential has calculation and plotting of a gradient of a phase margin $\Delta\varphi$ which is built by means of the developed *p_FG* [9] program. Dependences $\Delta\varphi=\text{grad}(C_A; R_A)$ with level curves $\Delta\varphi=40^\circ$ and $\Delta\varphi=55^\circ$ for the MCM model mentioned above at n_{\min} and the equivalent mass $M_{\text{np}}=50$ kg corresponding to lack of sliding-out of a spindle [2] in fig. 1 are presented.

Curves of level designate limits of various dynamic quality [10]: $\Delta\varphi < 40^\circ$ - low; $40^\circ < \Delta\varphi < 55^\circ$ - not high; $\Delta\varphi \geq 55^\circ$ - high. For a point 3 (fig. 1, a) $R_A=15,0 \cdot 10^9$ Pa·s/m³, $C_A=5,3 \cdot 10^{-14}$ m³/Pa realization of hydro capacity by means of the standard bellows [11] of 11x10x0,12 - 36NHTYu GOST 21482-76 in the field of a curve $\Delta\varphi=55^\circ$, the quality corresponding automatic control system (ACS) [10], provide not oscillatory transition process (TP) of ACS (fig. 2), differently from initial not corrected variant of SU. The power processes [12] happening on the n_{\max} modes not only lead to viscosity decrease of working liquid but the emergence of a oscillations in TP caused by it decreases. For increase of dynamic quality at such conditions the standard bellows with

$C_A=21,0 \cdot 10^{-14} \text{ m}^3/\text{Pa}$ (18x10x25 – 36NHTYu GOST 21482-76) [13] can be used. At the same time the gradient curve for $\Delta\varphi=55^\circ$ has two options of correction execution (fig. 1, a): point 1 and point 2. To option 2 (a point 2 at fig. 1, a) there corresponds not oscillatory TP unlike option 1 (fig. 2) where ACS oscillation is shown. Thus, at the identical criterion $\Delta\varphi$ dynamic HSB properties significantly differ and that does necessary performance the corresponding additional check which can be carried out by various ways. One of them is a calculation and plotting of the mentioned TP which allow to compare generally qualitatively considered correction options. Need available of appropriate programs and a possibility only of relative comparison of dynamic quality belongs to its shortcomings.

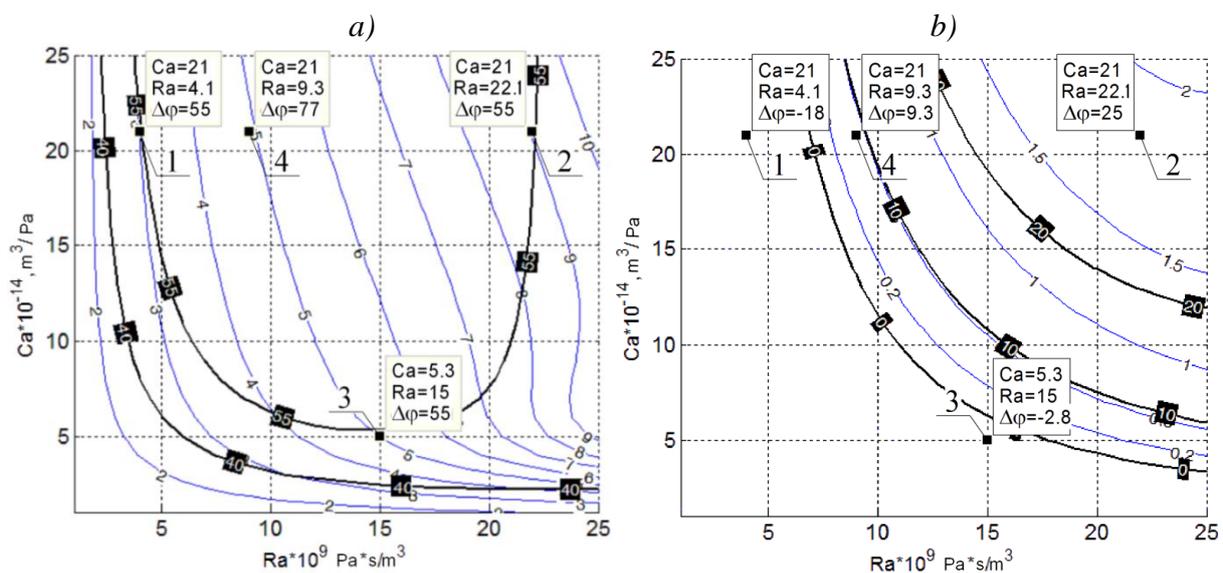


Fig. 1. Dependences $\Delta\varphi = \text{grad}(C_A; R_A)$ and $\lambda = \text{grad}(C_A; R_A)$ for: a) n_{\min} , $M_{pr}=50 \text{ kg}$; b) n_{\max} , $M_{pr}=300 \text{ kg}$

According to the second way assessment is made by using of the asymptotic logarithmic amplitude-frequency characteristics (AL AFC) which difference in a combination of various length of parts with a scope -20 dB/Dec for point of crossing of axis ω (ω_{cp}) and value ω_{sr} [9]. At the same time also only quality estimation of options is possible.

It's possible to carry out quantitative assessment of options when calculating coefficient of a oscillations M for ACS [14] using AL AFC. However it's not for all cases possible to execute calculation M , because the necessary crossing of ω axis (ω_{cp}) with an scope -20 dB/Dec cannot always be provided [9].

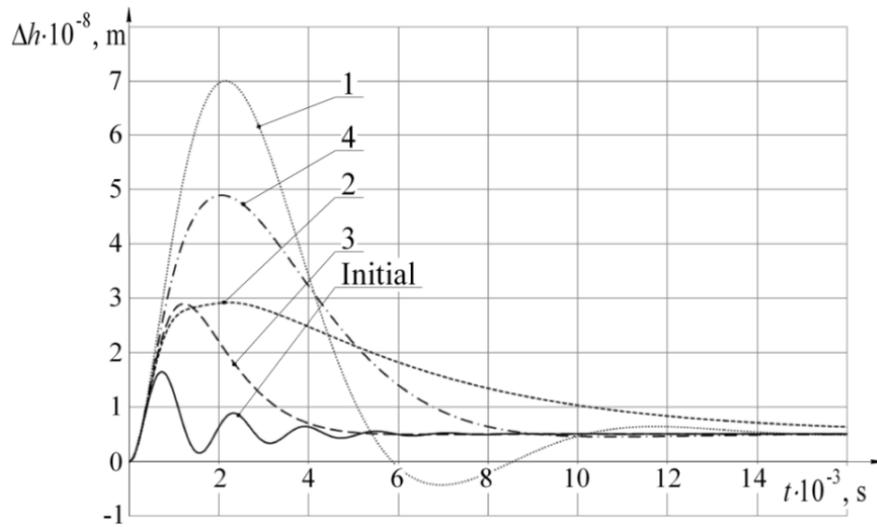


Fig. 2. Transition process for $R_h=100$ N at $n=0$ rpm and $M_{pr}=50$ kg

As a result of performance of researches the possibility of use as a criterion of quantitative assessment of dynamic quality of HSB ACS the logarithmic decrement of fluctuations (λ) is established. Feature of application of the such way is connected with the fact that definition λ by TP is impossible when take place the absence of its oscillations (for example, a curve 3 at fig. 2). For this case the amplitude-frequency characteristic (AFC) of ACS for receiving λ can be used. The program which algorithm is given in fig. 3 for its calculation and plotting is used.

The algorithm provides work of the program as follows: after inputing of basic datas in the program (similar by to programs for other dynamic calculations), the subprogramme *sp_SC* of initial parameters of driving controlling devise calculation is executed. At the same time all set and calculated parameters are recorded to the corresponding arrays of MATLAB working space - *Workspace*. The basis of an algorithm is the interface of calculation and linearization of the ACS HSB model by state space method - $[A, B, C, D]$ by means of the standard *linmod* [15] function.

Applying the *linmod* function to the HSB model with the following function $[A, B, C, D] = \text{linmod}('nl_PP_dd')$, the A, B, C, D arrays are created. The '*nl_PP_dd*' model has differs from others by introduction of the entrance and exit of structure. After that by function $[\text{mag}, \text{phase}] = \text{bode}(\text{sys}, \text{w})$ (where, $\text{sys} = \text{ss}(A, B, C, D)$, and w - the studied range of frequencies) the range of amplitudes values (**mag**) of AFCh is estimated. Further in the MATLAB graphic window AFCh is displayed.

The received AFCh for the same dedicated options (fig. 1, a) and the same and initial at fig. 4 are shown. According to the analysis of amplitude peak (A_{\max}) of AFCh the calculation of λ is made according to the known dependence [16] $\lambda = \pi(\omega_2 - \omega_1) / \omega_{\max}$ where ω_{\max} - the frequency corresponding to A_{\max} ; ω_1, ω_2 - the frequencies corresponding to the $A = A_{\max} / \sqrt{2}$ [14].

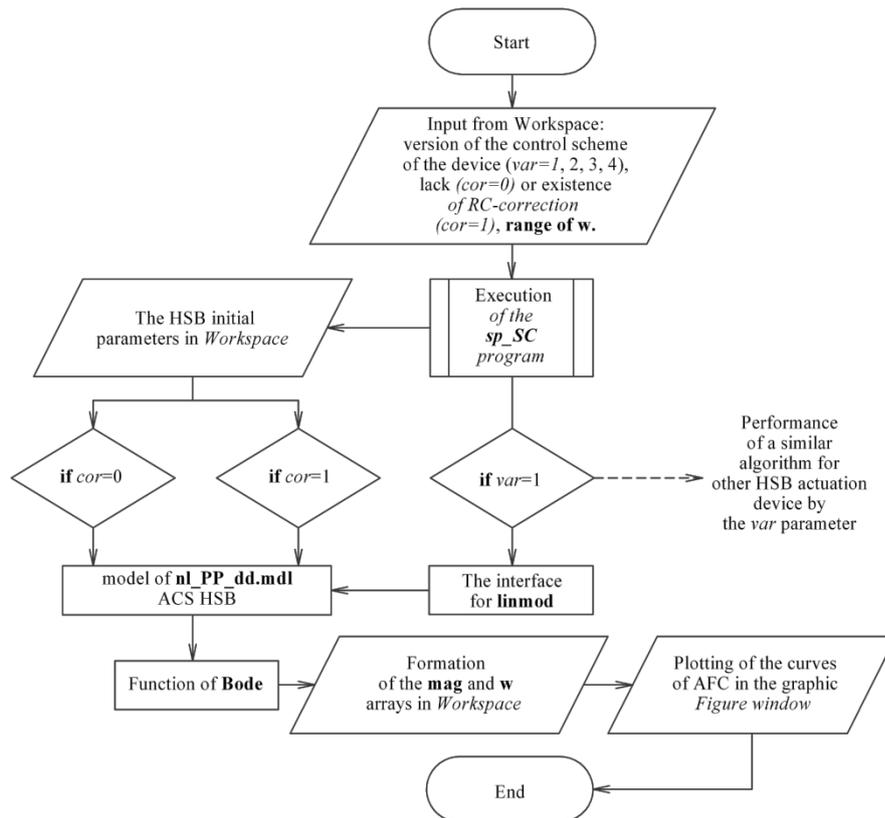


Fig. 3. Algorithm of the program *p_ACH*

For dynamic quality assessment by using λ for the choice of parameters of the correcting *RC chains* the corresponding curves of gradients $\lambda = grad(C_A; R_A)$ have to be plotted. For this purpose was used earlier for plotting $\Delta\varphi = grad(C_A; R_A) p_{FG}$ program improved. The *p_GFL* program developed on its basis allows to calculate arrays $\Delta\varphi$ and λ for their joint use for plotting of gradients. Its algorithm is given at fig. 5.

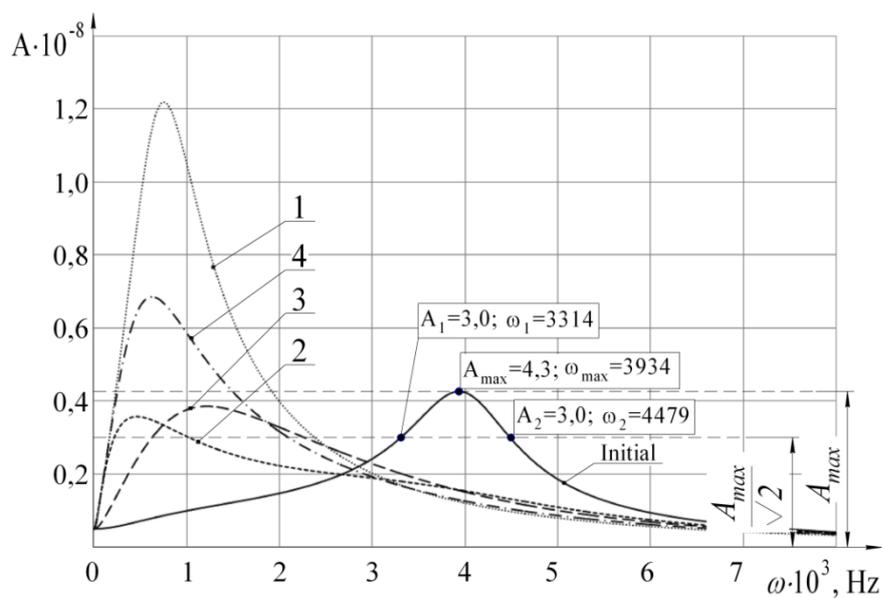


Fig. 4. Amplitude-frequency characteristics

It represents cyclic calculation of parameters λ and $\Delta\varphi$ depending on ranges of C_A , R_A and steps established for them with formation of the corresponding data arrays: λ (**LL**), $\Delta\varphi$ (**FF**), C_A (**CA**) и R_A (**RA**). The designations admitted to MATLAB in brackets are given. The basis of an algorithm compose the mentioned **p_ACH** program and **p_LH** program. Theirs execution for at each stage of calculation creates the arrays **mag** and **w** (with values of amplitude and frequency of AChH) and **Pm** (on **p_LH**, corresponds to value $\Delta\varphi$). Further the built-in standard operators MATLAB calculate the maximum **max (mag) value** and the index corresponding to this cell. With using of index from array **w** corresponding to A_{\max} frequency ω_{\max} is ascertained. Then value of amplitude $A_{\max}/\sqrt{2}$ is calculated. Using this value by means of standard operators two cells in the **mag** array with the nearest meanings to calculated are founded. The corresponding values of ω_1 and ω_2 by indexes of cells are determined. After that value of λ by the mentioned formula is calculated.

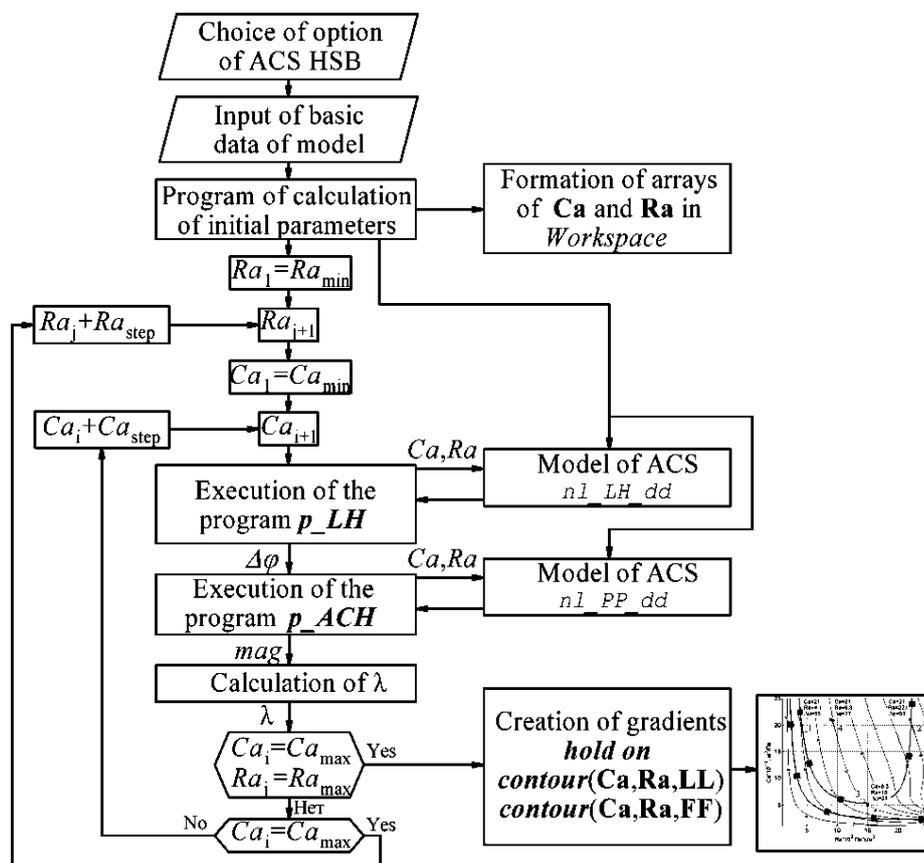


Fig. 5. Algorithm of the program **p_GFL**

Plotting of the combined gradients is carried out by means of the functions **hold on, contour (CA, RA, LL)** and **contour (CA, RA, FF)** with additional adjustments of curves thickness, designation of curves, their quantity and color.

For the considered HSB the received dependences $\lambda = grad(C_A; R_A)$ together with curves $\Delta\varphi = grad(C_A; R_A)$ at fig. 1 are given. Thin curves are lines of level λ .

Analysis of combined gradients

The analysis of the presented materials (fig. 1, a) shows that for a point to 2 value $\lambda = 9$ that it is significantly more, than for a point 3 ($\lambda=5$). The smallest value ($\lambda=3$) corresponds to a point 1. Check of dynamics in a point 4, where $C_A=21,0 \cdot 10^{-14} \text{ m}^3/\text{Pa}$ and value $\Delta\varphi$ significantly exceed 55° and are about 77° shows on TP (fig. 2) that dynamic quality, nevertheless is not the greatest. The same and without creation of TP confirms value corresponding $\lambda=5$. Total comparison of criteria $\Delta\varphi$ and λ with values of parameters of correction in the tab is given.

The worst operating conditions of HSB is the combination of the modes with $n_{\max}=3150 \text{ rpm}$ and the greatest value $M_{pr}=300 \text{ kg}$ [2]. The received curves $\Delta\varphi=\text{grad}(C_A; R_A)$ and $\lambda=\text{grad}(C_A; R_A)$ for them at fig. 1 are given. They show that work of SU without correction is not possible, and for the considered *RC chain* options by criterion $\Delta\varphi$ the condition only for a point 2 is capable of working. At the same time curves $\Delta\varphi=\text{grad}(C_A; R_A)$ are outside of ACS poor quality [10]. And even the option corresponding to a point 4 is close to stability limit. Values λ also fully confirm told.

Table. Results of calculation of correction parameters for ACS HSB

Conditions of calculation			$\Delta\varphi$		λ	
Points	$C_A, \text{ m}^3/\text{Pa}$	$R_A, \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^3$	$n=0$ rpm, $M_{np}=50 \text{ kg}$	$n=3150$ rpm, $M_{np}=300 \text{ kg}$	$n=0 \text{ rpm},$ $M_{np}=50 \text{ kg}$	$n=3150 \text{ rpm},$ $M_{np}=300 \text{ kg}$
Initial	-	-	16	-12,7	0,93	0,59
1	21	4,1	55	-18	3	0,66
2	21	22,1	55	25,0	9	1,85
3	5,3	15	55	-2,8	5,03	0,14
4	21	9,3	77,1	9,3	5	0,47

Transient processes at stepwise impact

Additionally plotted TP show the practical acceptability of correction for conditions of a point 2 (fig. 6). For a point 4 TP is oscillatory, but reaches 5% - zone of the established value at $t_{TP} = 0,06 \text{ s}$. TP for options 1, 3 and initial same show that ACS is unstable. It follows from this that the most satisfying option of working capacity is HSB with correction parameters $R_A=22,1 \cdot 10^9 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^3$, $C_A=21,0 \cdot 10^{-14} \text{ m}^3/\text{Pa}$.

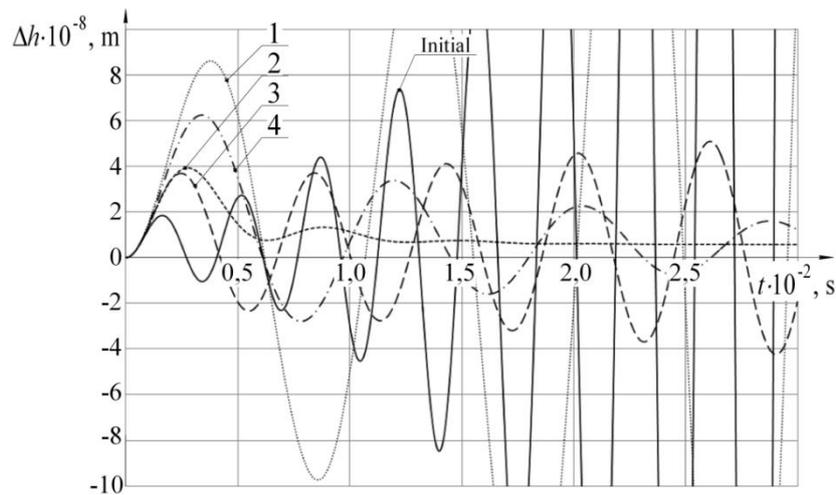


Fig. 6. Transient processes for $R_h=100$ N at $n=3150$ rpm and $M_{np}=300$ kg

Conclusions

The program for calculation and plotting of gradients $\Delta\varphi=\text{grad}(\text{CA}; \text{RA})$ and $\lambda=\text{grad}(\text{CA}; \text{RA})$ at a MATLAB package taking into account power processes is developed. Their joint analysis allows unambiguously and quantitatively to determine RC correction parameters at the studied range of CA and RA. The correctness of the calculation is confirmed of the corresponding transition processes. This technique and the program can be recommended to engineers for modernization and design of various spindle units with hydrostatic bearings.

REFERENCES

- [1] Bushuev V.V., Kuznecov A.P., Sabirov F.S., Homyakov V.S., Molodcov V.V. State and direction of development of scientific research in machine tools // STIN, № 11, 2015. pp. 12-20. (rus.)
- [2] Bogoljubova M.N., Afonarov A.I., Kozlov B.N., Shavdurov D.E. Mathematical simulation and optimization of cutting mode in turning of workpieces made of nickel-based heat-resistant Alloy // Journal of Physics: Conference Series. Vol. 1015. Issue 5, 2018, pp. 1-5.
- [3] Rowe W.B., Stout K. J. Design of Hydrostatic Bearings for Exacting Applications // Proceedings of the Thirteenth International Machine Tool Design and Research Conference, 1972. pp. 119-124.
- [4] 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, 2016. pp. 1028-1039. (rus.)

- [5] Liu Z., Wang Y., Cai L., Zhao Y., Cheng Q., Dong X. A review of hydrostatic bearing system: Researches and applications // *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9(10), 2017. pp. 1-27.
- [6] Prokopenko V.A., YAckevich A.A. Dynamic characteristics of HSB heavy MRS // In book: *Progressive technological processes in mechanical engineering*. L: LGTU, 1990. pp. 7-14. (rus.)
- [7] Michalec M., Svoboda P., Krupka I., Hartl M. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems // *Engineering Science and Technology, an International Journal*, Vol. 24, 2021. pp. 936–958.
- [8] Jialei D., Guozhu L., Dynamic coefficients and stability analysis of a water-lubricated hydrostatic bearing by solving the uncoupled Reynolds equation // *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 33(8), 2020. pp. 2110–2122.
- [9] Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Comparative analysis of methods of determining parameters of RC correction of hydrostatic bearing by dynamic criteria // *Modern mechanical engineering: Science and education*, 2018. pp. 463-480. (rus.)
- [10] Ivashchenko N.N. Automatic adjustment. Theory and elements of systems. M: Mechanical Engineering, 1983. 608 p. (rus.)
- [11] Huo S., Yan W., Xu X., Yuan Z. Bending characteristics of the reinforced S-shaped bellows under internal pressure // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 192, 2021. pp 104412.
- [12] Mokhammad A.A., Sorokin E.A., Brungardt M.V. Assessment of Hydrostatic Temperature Conditions Machine Plate Supports // *Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*, 13 (1), 2020. pp. 1-6. (rus.)
- [13] Liu Wei, Chen Darong, V.A. Prokopenko etc. Dynamic properties of a hydrostatic bearing system // *Journal of Tsinghua University. Science and*, No. 5, 2000. pp. 80-83.
- [14] Golnaraghi F., Kuo B. *Automatic Control Systems*. Publisher : McGraw-Hill Education; 10th edition, 2017. 864 p.
- [15] Attaway S. *Matlab: A Practical Introduction to Programming and Problem Solving*. Publisher : Butterworth-Heinemann; 4th edition, 2016. 600 p.
- [16] Determination of dynamic characteristics of horizontal boring machines (Topic 148-72). Report № 528. Leningrad: OKBS, 1972. 33 p. (rus.)

**ОСОБЕННОСТИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИК КОРРЕКТИРОВАННЫХ
ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ИХ
ДИНАМИЧЕСКОМ АНАЛИЗЕ**

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия

Аннотация

Приведены возможности по выбору параметров РС-коррекции гидростатического подшипника шпиндельного узла металлорежущего станка при различных условиях его эксплуатации. Предложена методика, определения значений гидравлической емкости и гидравлического сопротивления которая основана на совместном анализе критериев запаса устойчивости системы автоматического регулирования и разработана программа для создания комбинированных градиентов логарифмического декремента колебаний и запаса устойчивости по фазе.

Ключевые слова: гидростатический подшипник, коррекция, частотные характеристики, запас устойчивости по фазе, логарифмический декремент колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Бушуев В.В., Кузнецов А.П., Сабиров Ф.С., Хомяков В.С., Молодцов В.В. Состояние и направления развития научных исследований в станкостроении // СТИН, № 11, 2015. С. 12-20.
- [2] Bogoljubova M.N., Afonarov A.I., Kozlov B.N., Shavdurov D.E. Mathematical simulation and optimization of cutting mode in turning of workpieces made of nickel-based heat-resistant Alloy // Journal of Physics: Conference Series. Vol. 1015. Issue 5, 2018, pp. 1-5.
- [3] Rowe W.B., Stout K. J. Design of Hydrostatic Bearings for Exacting Applications // Proceedings of the Thirteenth International Machine Tool Design and Research Conference, 1972. pp. 119-124.
- [4] 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.

- [5] Liu Z., Wang Y., Cai L., Zhao Y., Cheng Q., Dong X. A review of hydrostatic bearing system: Researches and applications // *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9(10), 2017. pp. 1-27.
- [6] Прокопенко В.А., Яцкевич А.А. Динамические характеристики ГСП тяжелых МРС. // В кн.: Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Л: ЛГТУ, 1990. С. 7-14.
- [7] Michalec M., Svoboda P., Krupka I., Hartl M. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems // *Engineering Science and Technology, an International Journal*, Vol. 24, 2021. pp. 936–958.
- [8] Jialei D., Guozhu L., Dynamic coefficients and stability analysis of a water-lubricated hydrostatic bearing by solving the uncoupled Reynolds equation // *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 33(8), 2020. pp. 2110–2122.
- [9] Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Сравнительный анализ способов определения параметров РС-коррекции гидростатического подшипника по динамическим критериям / // Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С. 463-480.
- [10] Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М: Машиностроение, 1983. 608 с.
- [11] Huo S., Yan W., Xu X., Yuan Z. Bending characteristics of the reinforced S-shaped bellows under internal pressure // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 192, 2021. pp 104412.
- [12] Мохаммад А.А., Сорокин Е.А., Брунгардт М.В. Оценка температурного режима гидростатических опор планшайбы станка // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии, 13 (1), 2020. С. 1-6.
- [13] Liu Wei, Chen Darong, V.A.Prokopenko etc. Dynamic properties of a hydrostatic bearing system // *Journal of Tsinghua University. Science and*, No. 5, 2000. pp. 80-83.
- [14] Golnaraghi F., Kuo B. *Automatic Control Systems*. Publisher : McGraw-Hill Education; 10th edition, 2017. 864 p.
- [15] Attaway S. *Matlab: A Practical Introduction to Programming and Problem Solving*. Publisher : Butterworth-Heinemann; 4th edition, 2016. 600 p.
- [16] Определение динамических характеристик горизонтально-расточных станков (Тема 148-72). Отчет №528. Ленинград: ОКБС, 1972. 33 с.

УДК 65.01:621.9:658.5:65.011.56:004.9

К.П. Помпеев¹, О.С. Тимофеева¹, Е.И. Яблочников¹, Е.Е. Волосатова²

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТОРСКО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА ДЕТАЛЕЙ НА ОСНОВЕ ЦИФРОВОЙ МОДЕЛИ ИЗДЕЛИЯ



¹Кирилл Павлович Помпеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79110108265, E-mail: kir-pom@mail.ru



¹Ольга Сергеевна Тимофеева,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79217948654, E-mail: olga2957869@mail.ru



¹Евгений Иванович Яблочников,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79219476312, E-mail: yablochnikov@corp.ifmo.ru



²Елена Евгеньевна Волосатова,
ПАО «Техприбор»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79213979097, E-mail: ee.volosatova@gmail.com

Аннотация

В работе рассматриваются вопросы информационной интеграции конструкторской и технологической подготовки производства (КПП и ТПП). Отмечается роль предлагаемой методики построения 3D-моделей деталей, основанной на использовании унифицированных и типовых конструктивно-технологических элементов (КТЭ) и направленном формировании 3D-модели детали с учетом структурных уровней КТЭ. Приводятся общие алгоритмы построения 3D-моделей деталей разного

типа и пример применения данной методики. При этом отмечается интегрирующая роль 3D-моделей операционных заготовок на этапе решения задач ТПП. Применение данной методики облегчает возможность трансформации моделей при решении технологических задач, в том числе, для построения моделей операционных заготовок, расчета технологических размеров, разработки управляющих программ для станков с ЧПУ и координатно-измерительных машин (КИМ). Приводятся примеры проектирования в САМ-системах операций, выполняемых на станках с ЧПУ при обработке заготовок деталей разного типа. Предлагаемые методики наиболее эффективно применять в условиях внедрения в производство многооперационных технологических процессов (ТП). Их использование позволяет в итоге сократить общее время проведения и повысить качество КПП и ТПП изделий, выпускаемых на промышленном предприятии, быстрее внедрять новые изделия в производство, а также быстрее выводить на рынок конкурентоспособную продукцию.

Ключевые слова: конструкторская подготовка производства, технологическая подготовка производства, единое информационное пространство, жизненный цикл изделия, цифровая модель изделия, 3D-модель детали, технологический процесс, 3D-модель операционной заготовки, станок с ЧПУ.

Введение

Современные приборо- и машиностроительные предприятия должны уделять самое серьезное внимание изучению и применению новых информационных и производственных технологий, чтобы гарантировать выпуск конкурентоспособных продуктов. Ключевой методологией создания интегрированных информационных систем промышленного предприятия является методология жизненного цикла изделий, основанная на использовании единого цифрового описания объектов производства, технологических процессов и ресурсов (производственной системы). В свою очередь современной технологией описания изделий на всех этапах жизненного цикла является трехмерное моделирование.

При этом к одному из важнейших этапов жизненного цикла изделий относится технологическая подготовка производства. На этом этапе определяются необходимые ресурсы и возможные способы их использования для изготовления изделий с требуемым качеством и в заданные сроки при минимальных производственных затратах. В этих условиях подразделение предприятия, отвечающее за ТПП, является связующим звеном между конструкторскими и производственными подразделениями, включая подразделения, контролирующие качество

изделия, а трехмерные модели выступают как средство интеграции специалистов различных подразделений.

На промышленных предприятиях существует достаточно большая практика использования систем трехмерного моделирования. Однако среда систем является, как правило, разнородной вследствие приобретения систем на протяжении длительного периода времени для конкретных подразделений с учетом специфики их задач. Вопрос о замене множества различных систем на единую цифровую платформу и преимущества такого подхода теоретически понятен и руководителям, и специалистам, отвечающим за использование информационных технологий, но это требует значительных инвестиций, кардинального изменения в соответствующих стандартах предприятия, массового переобучения персонала. Поэтому на данном этапе основным направлением повышения эффективности интегрированных бизнес-процессов, использующих трехмерные модели, является разработка методик и способов работы с такими моделями в разнородной среде, что не противоречит систематической работе по унификации используемого программного обеспечения и последовательном создании единого информационного пространства для всех специалистов, принимающих участие в разработке и выпуске продукции.

Важным является рассмотрение вопросов не только моделирования деталей, но и сборочных единиц и изделия в целом. Вследствие этого также требуется уделить повышенное внимание работе с трехмерными моделями сборочных единиц в технологических подразделениях. Переход на подготовку документации по сборочным процессам с использованием трехмерных моделей, не только улучшит качество технологической документации, но и откроет перспективу передачи трехмерных моделей непосредственно в производственные подразделения в виде интерактивных электронных технических руководств. Это потребует дополнительных затрат на переоснащение рабочих мест в сборочно-монтажных цехах, но, с другой стороны, будет получен значительный эффект за счет улучшения качества сборки, исключения ошибок, а также быстрого обучения технологиям сборки молодых сотрудников.

Существующая практика большинства промышленных предприятий предполагает использование чертежей. С учетом применяемой нормативной документации, требований заказчиков, сложившейся практики межзаводской кооперации полный отказ от чертежей в ближайшее время не представляется возможным. Тем не менее, процессы проектирования, производства, контроля внутри предприятия могут быть организованы без чертежей, а с использованием аннотированных моделей, включающих все необходимые технологические и технические требования. Решение этой задачи может кардинально повлиять на

сокращение длительности процессов, вследствие уменьшения количества извещений об изменениях, исключения потери и искажения информации при повторном восстановлении модели по чертежам на этапах ТПП, однозначного понимания всеми участниками процесса особенностей конструкции изделия и требований к нему. Кроме того, современная подготовка в вузах дает выпускникам достаточную квалификацию в сфере трехмерного моделирования и предприятие, которое перейдет на процессы с использованием таких технологий, будет выглядеть более привлекательным для выпускников.

Также важным следствием перехода на системы трехмерного моделирования является лучшая готовность предприятия к использованию систем моделирования технологических процессов и новых производственных технологий, в том числе аддитивных технологий.

Методы

3D-модели изделия и его сборочных единиц – ключевой момент для поддержки жизненного цикла

Ключевой задачей трехмерного моделирования является создание такого объекта, который может стать основой процесса подготовки производства. На этой позиции трехмерная модель не только заменяет чертеж, но и расширяет его возможности. Чертеж, как вид устаревшей документации, не только не может обеспечивать текущие потребности производства, но и формирует тормозящий эффект в развитии предприятия. При этом трехмерная модель играет несколько важных ролей, критичных для современного производства:

- отражение технологической информации;
- поддержание непротиворечивости и наглядности;
- интеграция уровней жизненного цикла изделия (ЖЦИ).

Современные системы моделирования в полной мере соответствуют стандартам представления технологической информации, что позволяет наполнить трехмерную модель до того уровня, который обеспечит потребности как подготовки производства, так и других этапов жизненного цикла изделия. Те принципы, которые используются при трехмерном моделировании, обеспечивают максимальный уровень непротиворечивости и наглядности. Проблемы согласования видов, свойственные чертежной документации, исключены при использовании трехмерной модели.

Отдельно стоит рассматривать интеграцию на этапах ЖЦИ [1]. Хотя системы трехмерного моделирования и обладают всем необходимым для обеспечения интеграции, но требуется выстраивание определенных связей и алгоритмов работы для реализации полноценного взаимодействия. Во

многим такая ситуация связана с использованием устаревших методик построения, которые требуют обновления.

На уровне проектирования можно выделить 2 ключевых проблемы – проблема интеграции этапов ЖЦИ и проблема ограниченного представления технологических параметров. Однако обе эти проблемы вызваны тем, что трехмерная модель изделия является второстепенным источником информации. В связи с этим конструктора стремятся получить чертежи изделия, его сборочных единиц и деталей и согласовать их как можно скорее, не уделяя достаточно внимания их полноценному трехмерному моделированию. В результате модели, которые загружаются в PDM-систему вместе с чертежами, могут быть структурированы и описаны некорректно или в недостаточной степени. Технологи, получающие такие модели, не могут их использовать напрямую, и приходится производить повторное проектирование с указанием необходимых параметров. Таким образом, применительно к деталям изделия формируются их технологические трехмерные модели. Однако, такие модели не размещаются в PDM-системе и не могут быть повторно использованы вне локальной базы данных моделей. Контролеры, использующие трехмерную модель конкретной детали для подготовки автоматизированной программы контроля, также не могут ограничиться только использованием конструкторской трехмерной модели и либо используют дополнительно чертежи, либо строят свою модель.

Такая ситуация связана с функционалом систем моделирования, используемыми конструкторами, и с используемыми методиками проектирования. Современные системы моделирования обладают необходимым функционалом, обеспечивающим переход к новым методикам проектирования, которые базируются на центральной роли трехмерной модели. Также, важно отметить, что такой переход обладает достаточным уровнем преемственности по отношению к процессам, существующим в проектных подразделениях предприятия, так как системы моделирования предоставляют удобные средства создания чертежей, которые все еще могут потребоваться в период перехода к использованию аннотированных моделей, которые в свою очередь позволяют не только представлять информацию аналогично чертежу, но и значительно упрощают работу всех специалистов, использующих модель изделия.

При использовании такого описания трехмерной модели происходит полноценное наполнение информацией, а модель может применяться и на последующих этапах ЖЦИ, включая ТПП и контроль.

Существующая практика большинства промышленных предприятий предполагает использование чертежей. С учетом применяемой нормативной документации, требований заказчиков, сложившейся

практики межзаводской кооперации полный отказ от чертежей в ближайшее время не представляется возможным. Тем не менее, процессы проектирования, производства, контроля внутри предприятия могут быть организованы без чертежей, а с использованием аннотированных моделей, включающих все необходимые технологические и технические требования. Это может кардинально повлиять на сокращение длительности процессов, вследствие уменьшения количества извещений об изменениях, исключения потери и искажения информации при повторном восстановлении модели по чертежам на этапах ТПП, однозначного понимания всеми участниками процесса особенностей конструкции изделия и требований к нему.

Таким образом, 3D-модели изделия, его сборочных единиц и деталей играют ключевую роль на всех этапах ЖЦИ.

Цифровая модель изделия – основа совершенствования и организации конструкторско-технологической подготовки производства

Одним из важнейших направлений развития современной экономической модели является «цифровизация» производственных и технологических процессов в различных отраслях промышленности. Переход к модели цифровой экономики за счет развития цифровых технологий в постиндустриальном мире, наблюдающийся в промышленности в последние два десятилетия, связан с появлением и бурным развитием такой важной ее составляющей, как «цифровое производство» [2], в котором центральную роль играет цифровая модель изделия вместе с его моделями сборочных единиц (узлов) и деталей.

В цифровом производстве (ЦП), как правило, рассматриваются роботизированные линии и участки, имеющие либо высокий уровень автоматизации, либо обладающие полной автоматизацией. Вместе с тем активно рассматривается вопрос организации ЦП как множества взаимодействующих киберфизических систем (КФС) [3]. Одной из таких систем, согласно этому источнику, является операционная заготовка (ее цифровой двойник, составной частью которого является 3D-модель), которая должна сама определять следующий производственный ресурс для своей обработки с учетом текущего состояния производственной системы. Таким образом, 3D-модель операционной заготовки (ОЗ) начинает играть главную организующую роль (см. рисунок 1), а это возможно только при использовании автоматизированного (автоматического) режима, как проведения ТПП, так и работы всей производственной киберфизической системы. При разработке таких КФС необходимо максимально снижать или исключать влияние субъективного фактора за счет создания баз

знаний, правил и методик, а также использования искусственного интеллекта [2, 4].



Рис. 1. Интегрирующая роль 3D-моделей операционных заготовок при подготовке и организации производства [2]

Зависимость от субъективного фактора недопустима в условиях автоматизированного и автоматического производств, а тем более в условиях цифрового и «умного» производства. Под «умным» производством авторы понимают производство, в котором отдельные его элементы могут обмениваться информацией о текущем состоянии и принимать решения по дальнейшим действиям без участия человека.

В связи с упомянутой ранее разнородностью программной среды различные подразделения предприятия создают на разных этапах ЖЦИ для одного и того же изделия 3D-модели, используемые только для решения своих задач. Это может быть связано, в первую очередь, с различными целями моделирования. Например, задачей конструктора является проектирование изделий с точки зрения их функционального назначения и проверки работоспособности, а задачей технолога – моделирование процессов изготовления деталей изделия и его сборки. Таким образом, после анализа технологом 3D-моделей деталей, полученных от конструктора, требуется моделирование необходимого для достижения требуемой размерной точности при их изготовлении количества

операционных заготовок и разработка соответствующих операционных эскизов.

В условиях разнородной среды моделирования объектов и бизнес-процессов увеличение времени проведения ТПП и снижение ее качества происходит также из-за низкой интеграции в работе конструкторов и технологов на уровне передачи и использования 3D-моделей. Повысить интеграцию можно при условии создания конструкторами 3D-моделей деталей с использованием принципов и методики, описанных в [5, 6]. Повысить же качество работы технологов позволят разработанные и описанные в [2] методики создания перестраиваемых 3D-моделей операционных заготовок для многооперационных ТП, а также последующего их использования технологами-программистами при проектировании операций для станков с ЧПУ.

При этом технолог-программист будет использовать для разработки УП переданные ему 3D-модели операционных заготовок, описывающие состояние на входе и выходе с проектируемой операции. Основными его задачами в этом случае будут выбор/определение режущего инструмента (разработка инструментальной наладки) и материала его режущей части для обеспечения либо производительности при предварительной обработке заготовки [7-9], либо точности и шероховатости поверхностей, получаемых окончательной обработкой [10-15], а также определение структуры операции и режимов резания [7, 9, 16]. Машинное время, рассчитываемое САМ-системой для каждой операции, может автоматически передаваться в подразделение, отвечающее за нормирование производственных процессов.

Принципы и алгоритм создания 3D-моделей деталей на этапе конструкторской подготовки производства

Обеспечение возможности использования в ТПП конструкторских 3D-моделей деталей является одной из важных задач интеграции КПП и ТПП. В современных условиях исходной информацией для проектирования маршрутной технологии являются 3D-модель изготавливаемой детали и ее чертеж (2D-модель), создаваемые при конструкторской подготовке производства и передаваемые конструктором технологу, а при безбумажной технологии проектирования их заменяет аннотированная 3D-модель детали. Эти модели могут быть переданы технологу через прямой интерфейс или обменные файлы в одном из стандартных форматов (igs, stp, dxf, dwg и др.).

Зачастую в своей работе технолог не может использовать конструкторскую 3D-модель детали по следующим причинам.

А) Если конструкторская 3D-модель детали передана технологу через обменный файл в одном из стандартных форматов, то она воспринимается

CAD-системой, которую в своей работе использует технолог, как единое целое без дерева построения, что существенно затрудняет ее быструю трансформацию в модели операционных заготовок.

Б) Если конструкторская 3D-модель детали вместе с деревом ее построения передана технологю через прямой интерфейс, воспринимаемый CAD-системой технолога, или даже если конструктор и технолог работают в одной CAD-системе и передача технологю конструкторской 3D-модели детали вместе с деревом ее построения осуществляется напрямую, то, как правило, возникают сложности с ее трансформацией в модели операционных заготовок из-за того, что конструктор, строя свою 3D-модель детали, делает это так, как ему удобно, и не думает о том, удобно ли будет использовать ее технологю в дальнейшей работе, так как основной своей задачей конструктор видит необходимость вовремя сдать чертеж детали (2D-модель) и, в лучшем случае, ее 3D-модель, к которой конструктор часто относится всего лишь, как к информационной составляющей чертежа, а не как к объекту для дальнейшего использования.

Согласно [5], только при последовательном построении 3D-моделей деталей любого типа из простых унифицированных и типовых конструктивных элементов появляется возможность независимого управления их параметрами в ходе конструкторской и технологической подготовки производства, то есть обеспечивается возможность последующего использования технологю в своей работе конструкторских 3D-моделей деталей.

Следовательно, 3D-модели деталей должны разрабатываться конструктором с учетом следующих условий:

- их декомпозиции на элементы [17];
- возможности корректировки параметров отдельных элементов, удаления элементов, а также добавления припусков на обрабатываемые поверхности;
- строгой направленности формирования структуры детали из конструктивных элементов для последующей автоматизации процессов создания, изменения и корректировки ее 3D-модели;
- сокращения трудоемкости процессов трансформации и корректировки 3D-модели детали при КПП и ТПП;
- обеспечения процесса трансформации 3D-модели детали в соответствии с разработанной последовательностью технологического процесса ее изготовления в направлении «от детали к исходной заготовке» (от последней операции ТП к первой);

В соответствии с системным подходом, используемым при изучении и исследовании различных объектов и процессов, являющихся, согласно

[18], техническими системами, любую деталь (ее структуру) можно представить объединением поверхностей, математическую модель которого можно представить следующим выражением:

$$D = \bigcup_{\gamma=1}^z \mathcal{E}_{\gamma}, \quad 1 \leq \gamma \leq z$$

где D – символьное обозначение технической системы «Деталь», входящей в какую-либо или не входящей ни в одну техническую систему «Сборочная единица»;

\mathcal{E}_{γ} – символьное обозначение элемента (поверхности) детали номера γ .

Так, например, согласно [17], в структуре деталей типа тел вращения целесообразно выделить элементы вращения 1-го, 2-го и 3-го уровней и плоскостные элементы их ограничивающие. Такое разделение элементов по уровням связано с учетом следующих конструктивно-технологических признаков: геометрической характеристики элементов; топологической связи элементов (положение, сопряжение, пересечение); целесообразной последовательности формирования элементов в ходе изготовления детали.

Так элементами первого уровня являются наружные и внутренние цилиндрические и конические поверхности, открытые с одной или двух сторон и имеющие общую ось вращения – ось вращения детали. Эти элементы в первую очередь предварительно или окончательно обрабатываются на станках токарной, шлифовальной и протяжной групп.

К элементам второго уровня относятся поверхности, которые топологически пересекаются или объединяются с элементами первого уровня и имеют с ними общую ось вращения. К ним относятся фаски, канавки, резьбы, накатки, зубчатые венцы, шлицы и шлицевые пазы, скругления между поверхностями вращения и ограничивающими их плоскостями, которые обрабатываются на станках того же типа, что и элементы первого уровня, или на станках сверлильной и резбонарезной групп.

Остальные поверхности, топологически пересекающиеся с элементами первого уровня, расположенные параллельно, перпендикулярно или под углом к основной оси вращения детали, являются элементами третьего уровня. В эту группу входят: отверстия, оси которых или они сами расположены параллельно, перпендикулярно или под углом к основной оси вращения детали, фаски, резьбы и скругления в них, канавки, а также условно пазы, уступы, лыски, выборки и т.п., не являющиеся элементами вращения. Они обрабатываются обычно на заключительных операциях, на станках сверлильной и фрезерной групп.

На рисунке 2 показан пример выделения в структуре детали элементов вращения 1-го, 2-го и 3-го уровней, построение которой из унифицированных и типовых элементов было приведено выше.

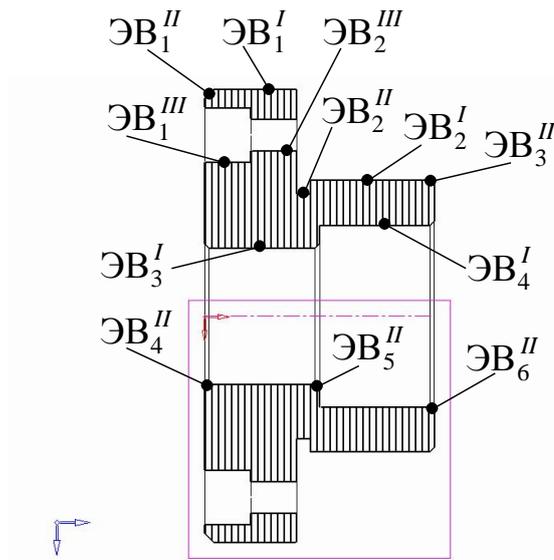


Рис. 2. Деталь, состоящая из элементов первого, второго и третьего уровней, ограниченных плоскостными элементами

Проведенные исследования показали, что для формирования геометрии деталей типа тел вращения (3D-моделей) в САD-системе и сокращения трудоемкости процессов создания, трансформации и корректировки 3D-моделей целесообразно использовать следующие функции твердотельного моделирования [5]:

- получить (добавить) выдавливанием элементы первого уровня наружной конфигурации (цилиндрические и конические ступени);
- удалить выдавливанием элементы первого уровня внутренней конфигурации (цилиндрические и конические отверстия), элементы второго (зубчатые венцы, шлицы и шлицевые пазы) и третьего уровня (отверстия, пазы, уступы, лыски);
- удалить вращением элементы второго и третьего уровней (различные канавки, кроме винтовых);
- удалить движением элементы второго и третьего уровней (резьбы, винтовые канавки, радиусные пазы);
- добавить выдавливанием элементы третьего уровня (бобышки, приливы);
- создать фаску (элемент второго или третьего уровней);
- создать скругление (элемент второго или третьего уровней).

При построении элементов первого уровня выдавливанием образующими являются окружности необходимого диаметра, а направляющими, в общем случае, – прямые линии, длины которых соответствуют длинам создаваемых ступеней или отверстий.

Система координат XYZ в «нулевом» положении пространства построения модели является глобальной, от нее начинается построение

модели детали. Остальные системы координат, используемые для построения отдельных конструктивных элементов, являются локальными.

Разработку 3D-моделей деталей типа тел вращения в САД-системе следует проводить с соблюдением указанных ниже принципов.

1. Целесообразное использование функций твердотельного моделирования для создания конструктивных элементов 3D-модели детали.
2. Приоритет создания элементов 3D-модели детали соответствует их уровню, то есть первыми создаются элементы первого уровня, вторыми – второго, третьими – третьего.
3. Строго определенное направление создания элементов детали – слева направо (снизу вверх). В интерактивном режиме работы пользователя с САД-системой указанный принцип следует соблюдать для построения наружных элементов первого уровня и внутренних элементов первого уровня левой конфигурации, определяемой расположением детали на чертеже. Построение внутренних элементов первого уровня (отверстий) правой конфигурации, расположенных справа от сквозного отверстия или в правой части детали при отсутствии сквозного отверстия, допускается проводить в обратном направлении (справа налево, или сверху вниз) от тех граней детали или вспомогательных поверхностей, от которых задается глубина этих отверстий.
4. Левый торец детали принадлежит (лежит в) главной плоскости XOY , а основная ось вращения детали совпадает с осью OZ глобальной системы координат.
5. Плоскостью эскиза для создания последующего элемента первого уровня является смежная грань предыдущего уже созданного элемента первого уровня. При отсутствии в детали сквозного отверстия эта плоскость отстоит на определенное расстояние от плоского дна предыдущего уже созданного отверстия или окружности, являющейся пересечением этого отверстия с дном из-под сверла, до плоского дна последующего создаваемого отверстия или окружности, являющейся пересечением этого отверстия с дном из-под сверла.
6. Построение оси вращения детали и плоскости XOZ (предназначенной для построения эскизов канавок) проводится после создания элементов вращения первого уровня.
7. Привязка эскиза каждой канавки, расположенной у буртика, нулевым размером относительно точки, образованной пересечением буртика с цилиндрической поверхностью, на которой располагается канавка, и плоскостью XOZ , в которой строится эскиз канавки. (Такая привязка предусматривается в том случае,

если предполагается подшлифовка буртика после получения канавки точением для выдерживания требований чертежа к буртику относительно шлифуемой цилиндрической поверхности, на которой располагается канавка).

8. Угловое или линейное копирование эскизов (образующих или центров отверстий) и соответствующих направляющих для последующего построения одинаковых элементов второго или третьего уровней.

Еще одним дополнительным принципом является обеспечение автоматического пересчета размеров в середину поля их допуска, а также по верхнему или нижнему пределу за счет использования специальной функции CAD- или CAD/CAM-системы при ее наличии. Для этого обязательно указываются отклонения (допуски) при простановке размеров, определяющих линейное расположение локальных систем координат и вспомогательных плоскостей построения эскизов конструктивных элементов, и при образмеривании самих эскизов этих элементов, а также обязательно указываются отклонения (допуски) размеров и параметров, используемых для построения 3D-модели детали типовых конструктивных элементов (например, крепежных отверстий).

При этом общий алгоритм построения 3D-моделей деталей типа тел вращения можно представить следующей последовательностью:

- создание элементов первого уровня (ступеней) наружной конфигурации;
- создание элементов первого уровня (ступеней) внутренней конфигурации;
- создание элементов второго уровня, расположенных на наружных элементах первого уровня;
- создание элементов второго уровня, расположенных на внутренних элементах первого уровня;
- создание необходимых локальных систем координат и плоскостей, определяющих расположение элементов третьего уровня;
- создание элементов третьего уровня, расположенных на наружных элементах первого уровня;
- создание элементов третьего уровня, расположенных на внутренних элементах первого уровня;
- аннотирование 3D-модели детали.

Указанные выше принципы и представленный общий алгоритм построения 3D-моделей деталей типа тел вращения являются основой для автоматизации самого процесса моделирования и позволяют разработать такую модель детали, в которой можно управлять параметрами каждого отдельного конструктивного элемента в ходе корректировки и трансформации этой модели.

Результаты

На основании указанных выше принципов и общего алгоритма построения 3D-моделей деталей типа тел вращения была разработана методика построения 3D-модели.

1. Построение ряда вспомогательных плоскостей, начиная от глобальной системы координат, в главной плоскости XOY которой находится левый торец детали, вплоть до плоскости, определяющей положение правого торца детали, для моделирования наружной конфигурации детали. При этом расположение вспомогательных плоскостей друг относительно друга должно соответствовать требуемой структуре конструкторских размеров, а величины расстояний между ними – величинам конструкторских размеров.
2. Построение первого элемента вращения первого уровня (первой ступени) наружной конфигурации детали путем создания в главной плоскости XOY окружности (эскиза первой ступени) требуемого размера с центром в начале глобальной системы координат и ее последующего выдавливания (добавления материала выдавливанием) до ближайшей вспомогательной (справочной) плоскости.
3. Последовательное построение остальных элементов вращения первого уровня (ступеней) наружной конфигурации детали добавлением материала выдавливанием в направлении слева направо. При этом плоскостью построения эскиза ступени является вспомогательная плоскость, до которой была выдавлена предыдущая ступень. В этой плоскости строится окружность требуемого размера, центр которой совпадает с центром предыдущей ступени.
4. Построение ряда вспомогательных плоскостей для моделирования внутренней конфигурации детали. При этом расположение вновь созданных вспомогательных плоскостей друг относительно друга должно соответствовать требуемой структуре конструкторских размеров, а величины расстояний между ними – величинам конструкторских размеров.
5. Последовательное построение элементов вращения первого уровня (ступеней, отверстий) внутренней конфигурации детали удалением материала выдавливанием. Сначала слева направо строятся внутренние элементы (отверстия) левой конфигурации, включая сквозное отверстие, если оно есть. Далее проводится построение внутренних элементов (отверстий) правой конфигурации, расположенных справа от сквозного отверстия или

в правой части детали при отсутствии сквозного отверстия. При работе проектанта с CAD- или CAD/CAM-системой в интерактивном режиме допускается проводить построение внутренних элементов правой конфигурации в обратном направлении – справа налево. Эскизами выдавливаемых ступеней являются окружности требуемого размера, центры которых находятся на оси вращения детали. Сами окружности находятся на соответствующих вспомогательных плоскостях.

6. Последовательное построение слева направо элементов второго уровня, расположенных на наружных элементах первого уровня, с использованием соответствующих твердотельных операций моделирования.
7. Последовательное построение слева направо элементов второго уровня, расположенных на внутренних элементах первого уровня, с использованием соответствующих твердотельных операций моделирования.
8. Построение необходимых локальных систем координат и вспомогательных плоскостей, определяющих расположение элементов третьего уровня. Эти действия, как правило, выполняются перед непосредственным построением элемента третьего уровня.
9. Построение элементов третьего уровня, расположенных на наружных элементах первого уровня, с использованием соответствующих твердотельных операций моделирования.
10. Построение элементов третьего уровня, расположенных на внутренних элементах первого уровня, с использованием соответствующих твердотельных операций моделирования.
11. Аннотирование 3D-модели детали, которое целесообразно делать по мере создания самой 3D-модели. При этом аннотации целесообразно объединять в группы, которые можно скрывать или показывать в нужный момент. Для удобства работы с этими группами аннотаций им можно давать какое-либо имя (обозначение).

Данную методику авторы назвали методикой направленного построения 3D-моделей деталей. Для ее иллюстрации построена 3D-модель детали «Корпус» в CAD-модуле системы Сimatron. На рисунке 3 представлен результат построения элементов первого уровня наружной конфигурации вместе со вспомогательными плоскостями. Использование вспомогательных плоскостей в качестве ссылки при построении модели дает возможность легко перестроить её, если необходимо изменить структуру линейных размеров ступеней.

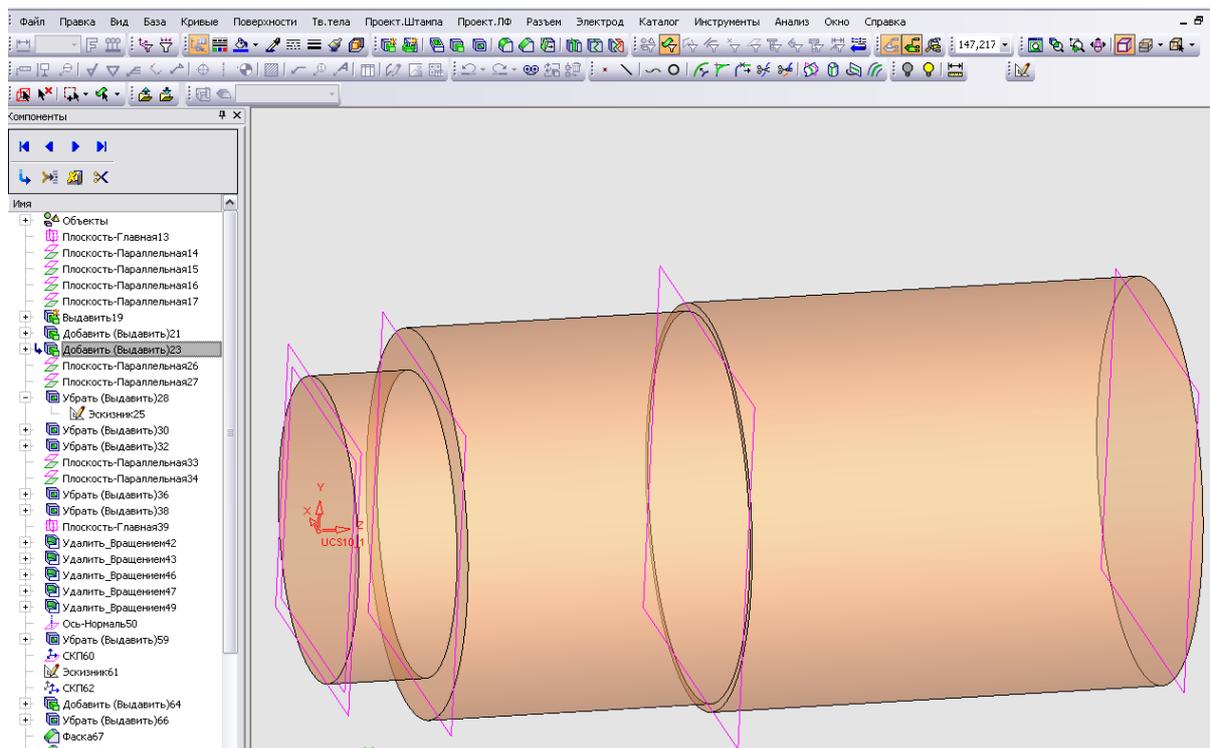


Рис. 3. Построение элементов первого уровня наружной конфигурации

При построении вспомогательных плоскостей для элементов внутренней конфигурации целесообразно скрыть плоскости, построенные ранее кроме плоскостей, определяющих торцы детали. Результат построения элементов первого уровня внутренней конфигурации приведен на рисунке 4. Такие объекты, как плоскости, оси, локальные системы координат можно объединить в наборы, что упрощает процесс управления визуализацией.

Построение элементов третьего порядка может потребовать создания локальных систем координат, которые можно будет использовать при разработке управляющих программ в САМ-системе. На рисунке 5 представлен результат построения элементов второго и третьего уровня.

Хотелось бы подчеркнуть, что такая строго определенная направленность и очередность создания 3D-модели детали из унифицированных и типовых конструктивных элементов позволяет лучше понять структуру её построения, быстро найти в её дереве построения любой конструктивный элемент, обеспечить корректировку его параметров независимо от других конструктивных элементов, обеспечить возможность дальнейшей трансформации 3D-модели детали в 3D-модели операционных заготовок. Кроме того, это позволяет формализовать процесс построения 3D-моделей деталей, тем самым создать предпосылки для его автоматизации путем разработки программ их автоматического построения в CAD/CAM-системах средствами API (Application Programming Interface), имеющимися в них.

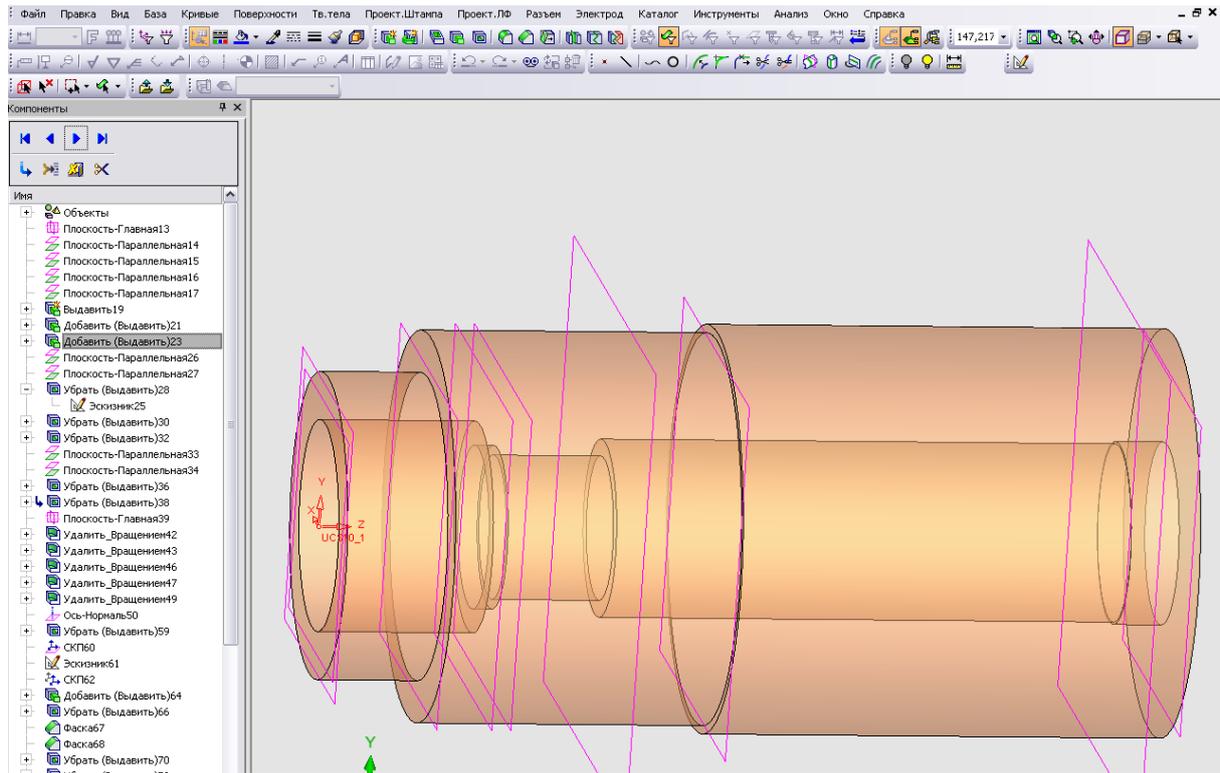


Рис. 4. Построение элементов первого уровня внутренней конфигурации

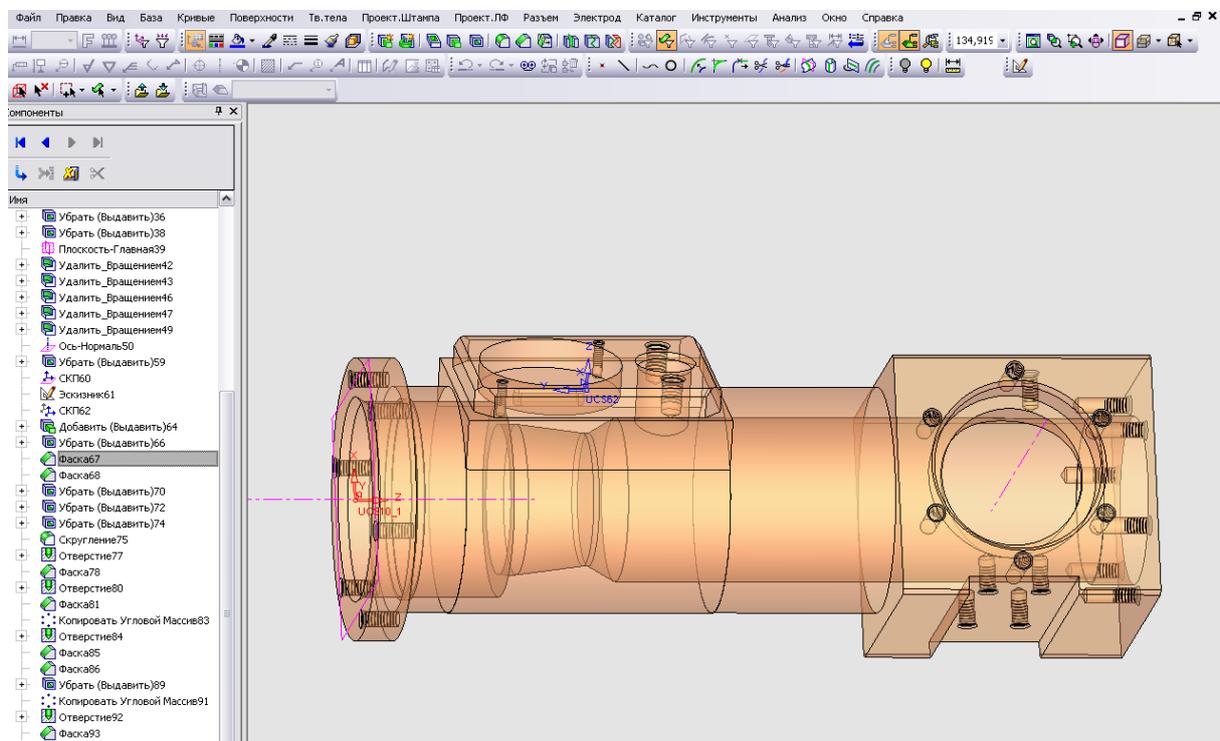


Рис. 5. Построение всех элементов второго и третьего уровня

Данная методика, адаптированная под представленный ниже общий алгоритм с учетом предварительного выбора основного направления построения модели, т.е. главной оси, вдоль которой осуществляются основные построения, в сущности, применима к созданию 3D-моделей деталей, не являющихся телами вращения.

Общий алгоритм построения 3D-моделей деталей, не являющихся деталями типа тел вращения, можно представить следующей последовательностью:

- создание элементов детали, определяющих ее положение (пространственную ориентацию) в сборочной единице (узле) или конечном изделии;
- создание элементов детали, определяющих ее общую наружную конфигурацию;
- создание элементов детали, определяющих ее общую внутреннюю конфигурацию;
- создание элементов детали (например, точных посадочных отверстий), определяющих положение (пространственную ориентацию) присоединяемых к ней других деталей, узлов или сборочных единиц;
- создание остальных элементов детали, расположенных сначала снаружи, а потом внутри детали;
- аннотирование 3D-модели детали.

Обсуждение

Предлагаемая методика построения 3D-моделей деталей типа тел вращения позволяет конструктору в ходе КПП создавать 3D-модели деталей, пригодные для дальнейшего их использования технологами при проведении ТПП, в частности для создания 3D-моделей операционных заготовок, принципы и методика построения которых с учетом результатов предварительно проведенного размерного анализа проектируемого ТП описаны в [2], а методика синтеза размерных схем ТП представлена в [18, 19]. При этом автоматизированный расчет технологических линейных размерных цепей проводится на max-min по методу полной взаимозаменяемости [18], который исключает появление брака. Сам размерный анализ ТП и его использование является одной из методик проектирования многооперационных механообрабатывающих технологий изготовления деталей различных типов, наряду с проектированием ТП с использованием ТП-аналогов, унифицированных (типовых и групповых) ТП и операций. И только его использование позволяет однозначно оценить надежность ТП по параметрам точности [20], что в свою очередь позволяет:

- гарантировать надежное обеспечение точности размеров и технических требований, получаемой автоматически на предварительно настроенном оборудовании без использования выверки (либо эта выверка будет обоснована проведенным расчетом);
- исключить вероятность получения неисправимого брака, а также исключить или существенно снизить вероятность получения исправимого брака по параметрам точности;
- исключить или существенно снизить влияние субъективного фактора (квалификации и опыта наладчиков и операторов станков с ЧПУ) на качество изготовления деталей;
- отказаться от внедрения разработанного ТП в производство по результатам опытных и установочных партий, достаточно будет только отработать режимы резания на одной-двух деталях из партии и после этого сразу изготовить годную партию деталей;
- снизить временные и материальные затраты на внедрение ТП в производство.

Полученные 3D-модели операционных заготовок технолог может использовать в зависимости от того, какой цели ему надо достичь, либо для выполнения операционных эскизов каждой формообразующей операции ТП, вставляемых в технологическую документацию, либо для разработки операций, выполняемых на станках с ЧПУ.

На рисунке 6 показан перечень операционных заготовок, сформированных в CAD/CAM Cimatron согласно предложенной в [2] методике, в основе которых лежит 3D-модель детали, которая построена по предложенной в настоящей статье методике.

Выбор двух последовательных наборов из перечня позволяет разработчику УП определить исходное и конечное (промежуточное) состояние заготовки.

На рисунке 7, в качестве еще одного примера, представлен результат проектирования в CAD/CAM-системе одной из токарных операций ТП изготовления детали «Корпус», 3D-модель которой показана на рисунке 5. При этом 3D-модели операционных заготовок ТП изготовления этого корпуса разработаны с использованием методики, описанной в [2], а операции ТП, выполняемые на станках с ЧПУ, спроектированы с применением методики использования полученных 3D-моделей операционных заготовок, представленной там же.

Практическое использование описанной в [2] методики проектирования операций с ЧПУ показало, что время разработки операций средней сложности, в которых задействовано 5...7 режущих инструментов, сокращается с 1,5...2 часов до 0,5 часа.

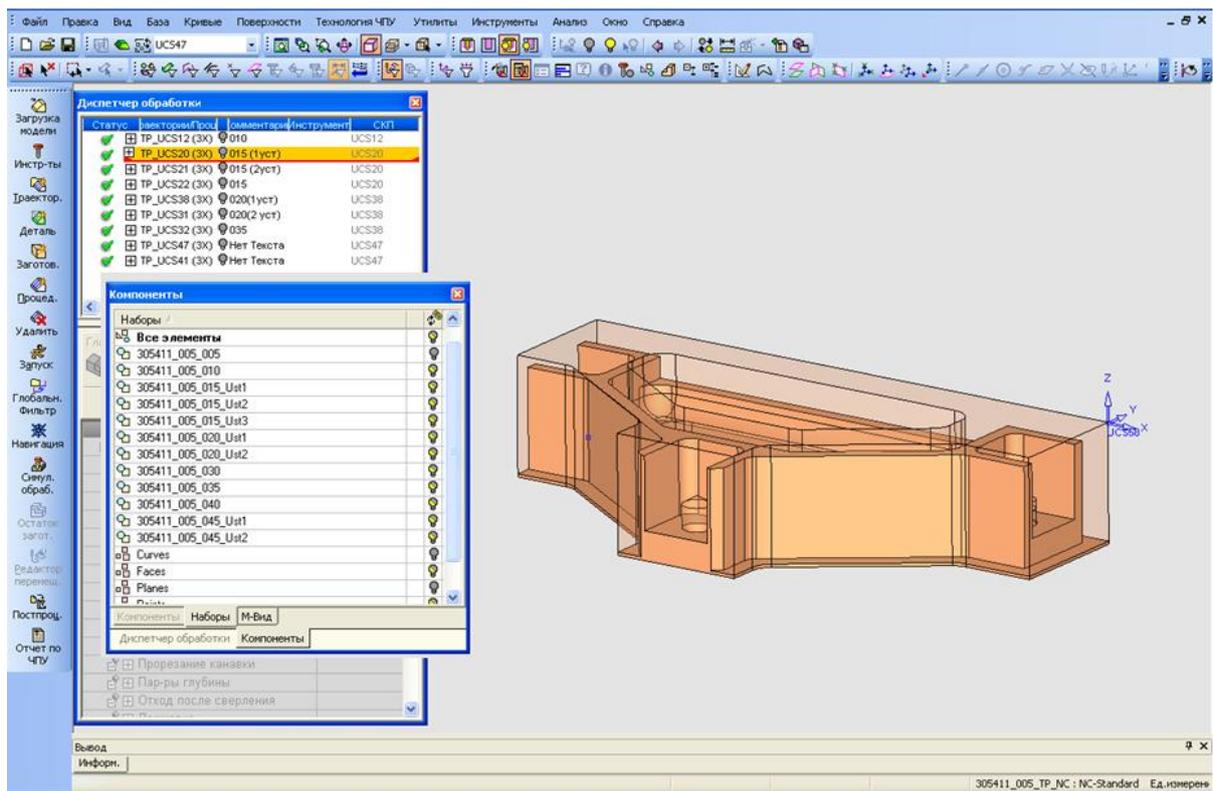


Рис. 6. Перечень наборов операционных заготовок в среде САМ/САМ-системы

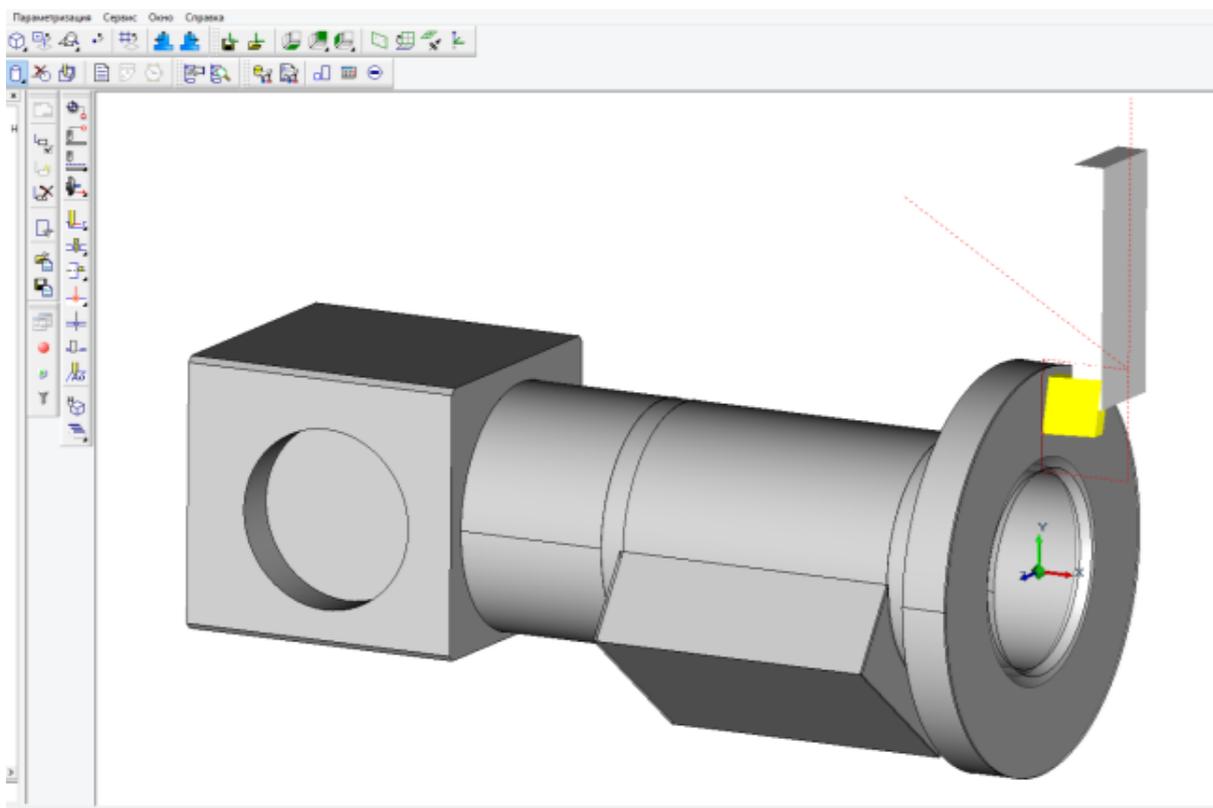


Рис. 7. Результат разработки траектории движения инструмента в САМ/САМ-системе

Также 3D-модели операционных заготовок и операционные эскизы или аннотированные 3D-модели операционных заготовок соответствующих операций передаются специалисту по программированию работы КИМ в том виде, как они есть. Ни каких дополнительных работ по их трансформации проводить не требуется, т.к. разработка программ измерений на КИМ для проведения операционного контроля проводится по номиналам технологических размеров, указанных в операционных эскизах или в аннотациях 3D-моделей операционных заготовок. Соответственно они могут быть переданы специалисту по программированию работы КИМ сразу, как только будут разработаны и утверждены, чтобы он уже мог параллельно с разработкой операций с ЧПУ разрабатывать программы измерений для проведения операционного контроля заготовок, которые еще только будут изготовлены.

Следовательно, предлагаемые методики позволяют технологу эффективно использовать 3D-модели операционных заготовок для различных целей, существенно экономя свое рабочее время и время других специалистов.

Заключение

Таким образом, 3D-модель детали с одной стороны является объектом проектирования и производства, а с другой – ключевым объектом для эффективной интеграции деятельности разных специалистов.

Как было показано, 3D-модель детали целесообразно конструировать из унифицированных и типовых конструктивных элементов (КЭ). Каждый КЭ имеет определенное назначение и набор параметров (размеры, их точность, шероховатость поверхностей), характеристик (например, может быть получен в действующей производственной обстановке или для этого требуется внешняя кооперация) и свойств (например, топологических: наружный, внутренний). От их сочетания зависит тот или иной способ его производства, который может включать определенную совокупность методов его изготовления. Например, способ – механообработка, а совокупность методов – точение, шлифование, полирование. При этом конструктор должен всегда задумываться о технологичности КЭ, можно ли и как КЭ изготовить в действующем производстве. Следовательно, можно уже говорить о конструктивно-технологических элементах, из которых следует конструировать 3D-модель детали и для которых параллельно надо создавать базы данных и описания КТЭ для их использования в САПР.

Для разных целей 3D-модель детали может быть представлена в разных форматах (собственных форматах систем и обменных форматах *stp*, *igs*, *sat*, *stl* и пр.) и соответственно использоваться в различных САПР ТП, CAD/CAM/CAE- и PDM-системах, системах верификации для

осуществления различных преобразований над ней (ее трансформации), в ходе которых она может получать различные состояния, являющиеся результатом этих преобразований.

В этом контексте целесообразно говорить об унифицированной модели детали (УМД). Таким образом, под УМД будем понимать совокупность моделей детали в разных форматах, пригодных для преобразования различными методами, используемыми разными специалистами в своей работе, а также моделей и их параметров, характеристик и свойств, являющихся результатом этих преобразований.

Это согласуется с современной концепцией построения производства, реализация которой связана с требованиями повышения уровня автоматизации, коммуникаций в производственной системе, ухода человека из нее от рутины в область инженерного творчества и др. Для этого требуется более детально разрабатывать описание моделей и процессов, основанное на понятных и простых правилах, унификации и стандартизации. На этапе КПП происходит первоначальное наполнение УМД соответствующей информацией, а сама УМД рассматривается с точки зрения интеграции работы конструкторов, технологов и контролеров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] ZuMin Wang, AiLing Wang, Wei Liu (2004) PDM system study based on web. *Mech Manage Develop* 02:72–73.
- [2] Помпеев К.П., Абрамян К.В., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И. Технологическая подготовка производства деталей на станках с ЧПУ с использованием перестраиваемых 3D-моделей операционных заготовок // *Металлообработка* – 2020. – № 4(118). – С. 50-59. DOI 10.25960/mo.2020.4.50
- [3] C. Manzei, L. Schleupner, R. Heinze. *Industrie 4.0 im internationalen Kontext*. Berlin: VDE VERLAG, 2017. – 302 s.
- [4] К.В. Абрамян, К.П. Помпеев, О.С. Тимофеева, Е.И. Яблочников. Применение систем моделирования при формировании инженерных компетенций в области цифрового производства / *Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 8-й Международной научно-практической конференции* / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. С. 3-14.
- [5] Аверченков, В. И. Принципы разработки трехмерных моделей деталей вращения для их использования в технологическом проектировании / В. И. Аверченков, К. П. Помпеев, Л. В. Одинцова, В. К. Лопарев // *Информационные технологии на транспорте: Сборник научных*

- трудов / Под ред. Ю. М. Кулибанова. – СПб.: Политехника, 2003. – С. 3-11.
- [6] Помпеев, К. П. Визуализация результатов проектирования технологии механической обработки / К. П. Помпеев, Л. В. Одинцова, В. К. Лопарев // Труды шестой сессии международной научной школы «Фундаментальные и прикладные проблемы теории точности процессов, машин, приборов и систем». Часть 2 / Под ред. В. М. Мусалимова и Б. С. Падуна. – СПб.: ИПМаш РАН, 2003. – С. 123-129.
- [7] Mavliutov A.R., Zlotnikov E.G. Optimization of cutting parameters for machining time in turning process, 2018, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 327(4) 042069.
- [8] Maksarov, V., Khalimonenko, A. Quality assurance during milling of precision elements of machines components with ceramic cutting tools, International Review of Mechanical Engineering, 2018, Vol. 12, Iss. 5, pp. 437-441.
- [9] Yang Y. Machining parameters optimization of multi-pass face milling using a chaotic imperialist competitive algorithm with an efficient constraint-handling mechanism, CMES – Computer Modeling in Engineering and Sciences, 2018, Vol. 116, Iss. 3, pp. 365-389.
- [10] Das, S.R., Panda, A., Dhupal, D. Analysis of surface roughness in hard turning with coated ceramic inserts: Cutting parameters effects, prediction model, cutting conditions optimization and cost analysis, 2017, Ciencia e Tecnica Vitivinicola, Vol. 32, pp. 127-154.
- [11] Bezyazychny, V.F, Sutyagin, A.N, Bolotein, A.N. Modeling a 3D surface roughness of mating parts produced with lathe turning, 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 194(2) 022005.
- [12] Joshi V., Kumar H. (2021) Optimization of CNC Lathe Turning: A Review of Technique, Parameter and Outcome. In: Singari R.M., Mathiyazhagan K., Kumar H. (eds) Advances in Manufacturing and Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.
- [13] Kovač P. et al. (2020) Modelling and Optimization of Surface Roughness Parameters of Stainless Steel by Artificial Intelligence Methods. In: Durakbasa N., Gençyılmaz M. (eds) Proceedings of the International Symposium for Production Research 2019. ISPR 2019, ISPR 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.
- [14] Jha H., Panpalia A., Suneja D., Ashpilya G., Kumar H., Gautam V. (2021) Estimation of Surface Roughness in Turning Operations Using Multivariate Polynomial Regression. In: Phanden R.K., Mathiyazhagan K., Kumar R., Paulo Davim J. (eds) Advances in Industrial and Production Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.

- [15] Andreev Y.S, Isaev R.M, Lubiviy A.V. Improvement of piezoelectric vibration sensors' performance characteristics via optimization of details' functional surfaces roughness, *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1015. pp. 052010.
- [16] Jamaludin Z., Shamshol Ali N.A., Rafan N.A., Abdullah L. (2020) Effect of Cutting Forces on Surface Roughness for Varying Depth of Cut and Feed Rates in Milling Machining Process. In: Jamaludin Z., Ali Mokhtar M. (eds) *Intelligent Manufacturing and Mechatronics. SympoSIMM 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Singapore.
- [17] САПР изделий и технологических процессов в машиностроении / Р.А. Аллик [и др.]; под общ. ред. Р.А. Аллика. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1986. – 319 с.
- [18] В.А. Валетов, К.П. Помпеев. *Технология приборостроения. Учеб. пособие* – СПб.: НИУ ИТМО, 2013. – 234 с.
- [19] Pompeev K.P., Pleshkov A.A., Borbotko V.A. Interactive Synthesis of Technological Dimensional Schemes // *Lecture Notes in Mechanical Engineering* – 2021, pp. 122–135.
- [20] Помпеев К.П. Размерно-точностной анализ при автоматизированном проектировании надежных технологий // *Материалы 3-ей Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование»*. – СПб.: Изд-во Политехнического Университета, 2013. – С. 600-609.

K.P. Pompeev¹, O.S. Timofeeva¹, E.I. Yablochnikov¹, E.E. Volosatova²

IMPROVEMENT OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL PREPARATION OF PARTS PRODUCTION BASED ON DIGITAL PRODUCT MODEL

¹ITMO University, St. Petersburg, Russia;
²РАО «Techpribor», St. Petersburg, Russia.

Abstract

The article discusses the information integration of design and technological preparation of production (DPP and TPP). A method for designing 3D models of parts is proposed and its role is considered. The method is based on the use of unified and standard constructive and technological elements (CTE), and the directed formation of a 3D model taking into account the structural levels of elements. The article describes general algorithms of designing 3D models for various types of parts and a use case for the method. It is noted that 3D models of operational workpieces play an integration role at the

stage of the TPP. The use of the proposed method facilitates the models transformation when solving technological tasks, such as formation of operational workpiece model, calculating technological dimensions, developing programs for CNC machines and coordinate measuring machines (CMM). Examples of operation engineering in CAM-systems for processing of various types of parts on CNC machines are presented. The proposed methods are most effectively applied in the context of multi-operational technological processes (TP) introduced into production. As a result, they allow to reduce the total duration and improve the quality of the DPP and TPP of products manufactured at an industrial enterprise. Moreover, they enable quicker introduction of new products into production, as well as competitive products to the market.

Key words: design preparation of production, technological preparation of production, unified information space, product life cycle, digital model of the product, 3D model of the part, technological process, 3D model of the operational workpiece, CNC machine.

REFERENCES

- [1] ZuMin Wang, AiLing Wang, Wei Liu (2004) PDM system study based on web. *Mech Manage Develop* 02:72–73.
- [2] Abramyan K. V., Pompeev K. P., Timofeeva O. S., Yablochnikov E. I. Technological manufacturing preparation of parts production on CNC machines using reconfigurable 3D models of operational workpieces. *Metalloobrabotka*, 2020, no 4, pp. 50–59. DOI 10.25960/mo.2020.4.50 (rus.)
- [3] C. Manzei, L. Schleupner, R. Heinze. *Industrie 4.0 im internationalen Kontext*. Berlin: VDE VERLAG, 2017. – 302 s.
- [4] Abramyan, K. V., Pompeev, K. P., Timofeeva, O. S., Yablochnikov, E. I. Application of modeling systems in the formation of engineering competencies in the field of digital production // *Modern mechanical engineering. Science and education: proceedings of the 8th International scientific and practical conference.* / Ed. by A. N. Evgrafov and A. A. Popovich. – SPb.: POLYTECH PRESS, 2019. – Pp. 3-14. (rus.)
- [5] Averchenkov, V. I. Principles of development of three-dimensional models of rotation parts for their use in technological design / V. I. Averchenkov, K. P. Pompeev, L. V. Odintsova, V. K. Loparev // *Information technologies in transport: Collection of scientific papers* / ed. – SPb.: Politehnika, 2003. – pp. 3-11.
- [6] Pompeev, K. P. Visualization of design results of mechanical processing technology / K. P. Pompeev, L. V. Odintsova, V. K. Loparev // *Proceedings of the sixth session of the international scientific school*

- «Fundamental and applied problems of the theory of accuracy of processes, machines, devices and systems». Part 2 / edited By V. M. Musalimov and B. S. Padun. – SPb.: IPMash RAS, 2003. – pp. 123-129.
- [7] Mavliutov A.R., Zlotnikov E.G. Optimization of cutting parameters for machining time in turning process, 2018, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 327(4) 042069.
- [8] Maksarov, V., Khalimonenko, A. Quality assurance during milling of precision elements of machines components with ceramic cutting tools, International Review of Mechanical Engineering, 2018, Vol. 12, Iss. 5, pp. 437-441.
- [9] Yang Y. Machining parameters optimization of multi-pass face milling using a chaotic imperialist competitive algorithm with an efficient constraint-handling mechanism, CMES – Computer Modeling in Engineering and Sciences, 2018, Vol. 116, Iss. 3, pp. 365-389.
- [10] Das, S.R., Panda, A., Dhupal, D. Analysis of surface roughness in hard turning with coated ceramic inserts: Cutting parameters effects, prediction model, cutting conditions optimization and cost analysis, 2017, Ciencia e Tecnica Vitivinicola, Vol. 32, pp. 127-154.
- [11] Bezyazychny, V.F, Sutyagin, A.N, Bolotein, A.N. Modeling a 3D surface roughness of mating parts produced with lathe turning, 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 194(2) 022005.
- [12] Joshi V., Kumar H. (2021) Optimization of CNC Lathe Turning: A Review of Technique, Parameter and Outcome. In: Singari R.M., Mathiyazhagan K., Kumar H. (eds) Advances in Manufacturing and Industrial Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.
- [13] Kovač P. et al. (2020) Modelling and Optimization of Surface Roughness Parameters of Stainless Steel by Artificial Intelligence Methods. In: Durakbasa N., Gençyılmaz M. (eds) Proceedings of the International Symposium for Production Research 2019. ISPR 2019, ISPR 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.
- [14] Jha H., Panpalia A., Suneja D., Ashpilya G., Kumar H., Gautam V. (2021) Estimation of Surface Roughness in Turning Operations Using Multivariate Polynomial Regression. In: Phanden R.K., Mathiyazhagan K., Kumar R., Paulo Davim J. (eds) Advances in Industrial and Production Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.
- [15] Andreev Y.S, Isaev R.M, Lubiviy A.V. Improvement of piezoelectric vibration sensors' performance characteristics via optimization of details' functional surfaces roughness, Journal of Physics: Conference Series. 2018. Vol. 1015. pp. 052010.
- [16] Jamaludin Z., Shamshol Ali N.A., Rafan N.A., Abdullah L. (2020) Effect of Cutting Forces on Surface Roughness for Varying Depth of Cut and Feed Rates in Milling Machining Process. In: Jamaludin Z., Ali Mokhtar

- M. (eds) Intelligent Manufacturing and Mechatronics. SympoSIMM 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore.
- [17] CAD products and technological processes in mechanical engineering / R.A. Allik [et al.]; under the general. ed. R.A. Allik. – L.: Engineering, Leningrad. Dep., 1986. – 319 p. (rus.)
- [18] V.A. Valetov, K.P. Pompeev. Technology of instrument making: study guide. SPb.: NIU ITMO, 2013. – 234 p. (rus.)
- [19] Pompeev K.P., Pleshkov A.A., Borbotko V.A. Interactive Synthesis of Technological Dimensional Schemes // Lecture Notes in Mechanical Engineering – 2021, pp. 122–135.
- [20] Pompeev K.P. Dimensional-precision analysis in the computer-aided design of reliable technologies // Materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference «Modern Engineering. Science and education». – SPb: Publishing House of the Polytechnic University, 2013. – P. 600-609. (rus.)

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

УДК 621.77.04

Л.Б. Аксенов¹, С.Н. Кункин², Н.М. Потапов³, И.Н. Хрусталева⁴

РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ТОРЦЕВОЙ РАСКАТКИ ТРУБНЫХ ЗАГОТОВОК



¹Леонид Борисович Аксенов,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: l_axenov@mail.spbstu.ru.



²Сергей Николаевич Кункин,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: kunkin@spbstu.ru.



³Никита Михайлович Потапов
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: nicitanic@yandex.ru



⁴Ирина Николаевна Хрусталева,
Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7664, E-mail: hrustaleva_in@spbstu.ru

Аннотация

В статье представлен анализ процесса холодной торцевой раскатки осесимметричных деталей из трубных заготовок. Определены возможные пути развития технологического процесса в зависимости от геометрических размеров заготовки и технологических параметров. Наибольшую проблему представляет раскатка деталей из тонкостенных трубных заготовок в силу малой жесткости заготовок. На основе моделирования в комплексах DEFORM и ABACUS установлены области сочетания технологических и геометрических параметров устойчивых процессов, обеспечивающих получение заданных деталей, и процессов, при которых получение деталей невозможно из-за потери устойчивости заготовки. Для расширения технологических возможностей исследуемого процесса предложено перед началом раскатки производить раздачу трубной заготовки коническим валком без его наклона. Процесс торцевой раскатки обеспечивает малоотходное производство и не требует мощного оборудования, так как относится к процессам локального деформирования.

Ключевые слова: торцевая раскатка, фланец, трубная заготовка, раздача, конический валок, моделирование

Введение

Полые осесимметричные детали составляют значительную часть машин и конструкций, но во многих случаях их изготовление связано с большим объемом механической обработки. Особенно это относится к производству тонкостенных деталей. В то же время с применением технологии раскатки можно добиться практически безотходного производства, используя трубные заготовки.

Детали, изготавливаемые торцевой раскаткой из тонкостенных трубных заготовок, могут иметь самую различную форму: с наружными и внутренними фланцами, с коническими раструбами или сферическими поверхностями (рис.1).

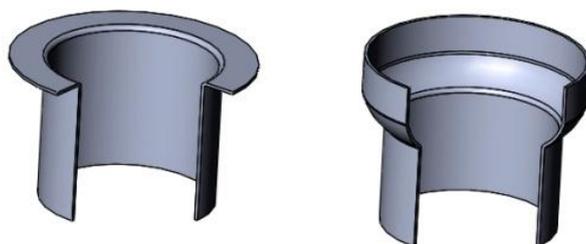


Рис. 1. Типовые детали, получаемые из трубных заготовок торцевой раскаткой

Однако изготовление деталей из тонкостенных трубных заготовок методами торцевой раскатки имеет ряд технологических особенностей. Неширокие фланцы с толщиной фланцевой части около толщины исходной заготовки могут быть успешно получены с применением технологии раскатки с отбортовкой [1, 2]. Значительную проблему представляет получение деталей с развитой шириной фланца, т.к. полая заготовка во многих случаях в процессе деформирования теряет устойчивость. Граница перехода от устойчивого процесса деформирования к неустойчивому состоянию трудноопределима, что сдерживает практическое применение этой технологии.

Практика показала, что технология торцевой раскатки высокоэффективна, особенно, в мелкосерийном производстве. Эта технология является представителем процессов с локальной деформацией обрабатываемого металла и не требует мощных технологических машин. В контакте с деформирующим инструментом находится только часть заготовки, что снижает площадь контакта и величину контактных напряжений, и, соответственно, необходимое усилие деформирования. Возможности этой, относительно новой, технологии еще не окончательно установлены. На современном этапе значительное внимание уделяется развитию новых кинематических схем машин и вида инструмента [3-5], а также расширению области применения раскатки для получения конкретных деталей [6-8], в том числе из новых материалов [9-10].

Для расширения технологических возможностей процесса раскатки предпринимаются разные подходы, в том числе объединение процесса раскатки с предварительной раздачей трубной заготовки валком без наклона,двигающимся вдоль оси заготовки. Такое предварительное формообразование впервые было использовано П. Стендрингом [11-13] для процессов раскатки заготовок из порошковых материалов. Валком без наклона создавалось предварительное уплотнение порошкового материала, а затем порошковая заготовка подвергалась раскатке [12]. В работе [13] описана попытка использования этого приема и для деформирования полых заготовок с последующей раскаткой, но возможности такого процесса не были определены. Анализу данной проблемы посвящена настоящая работа.

Цель работы: определить виды возможного формоизменения заготовок при торцевой раскатке тонкостенных трубных заготовок; на основе компьютерного моделирования построить область технологических и геометрических параметров, обеспечивающих протекание устойчивых процессов формоизменения, а также расширить эту область путем предварительной раздачи заготовки перед раскаткой валком без наклона.

Метод исследования

Для анализа формоизменения тонкостенных трубных заготовок при изготовлении деталей типа фланцев был использован процесс торцевой раскатки с отбортовкой (Рис. 2).

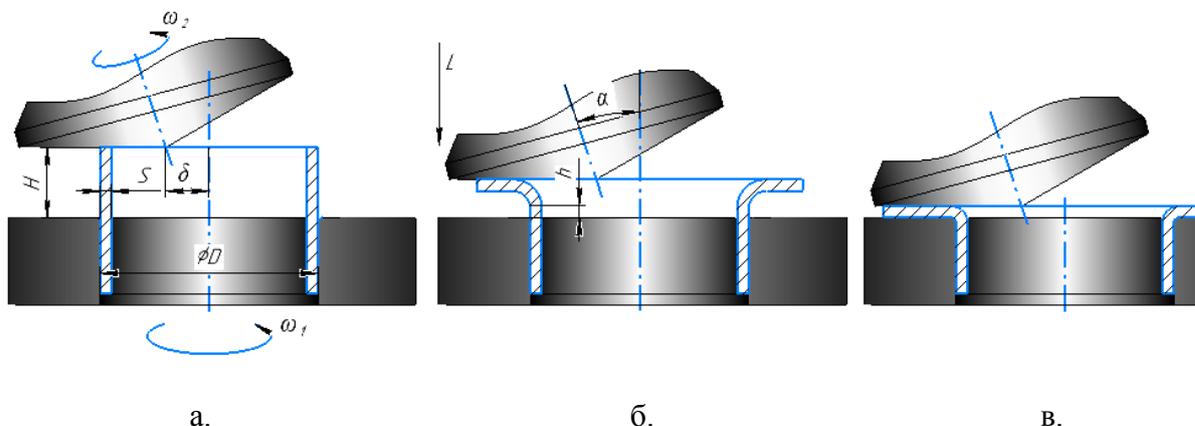


Рис. 2. Технологический процесс раскатки с отбортовкой тонкостенных трубных заготовок: а – начальная стадия; б – пластический изгиб заготовки; в – конечная стадия (разглаживания фланца)

Основные геометрические и технологические параметры, характеризующие этот процесс: D – наружный диаметр трубной заготовки; S – толщина стенки заготовки; H – высота выставленной части заготовки, определяющей ширину раскатываемого фланца; δ – смещение раскатного вала, используемого для изменения направления сил трения на контактной поверхности раскатного вала с заготовкой [14]; ω_1 – угловая скорость вращения заготовки, определяемая приводом машины; ω_2 – угловая скорость вращения раскатного вала получающего движения от заготовки за счет сил трения на контактной поверхности; α – угол наклона раскатного вала; L – подача раскатного вала вдоль оси заготовки; h – высота расположения места пластического изгиба заготовки над плоскость матрицы.

При постановке моделирования процесса были изучены основные пути решения этой задачи [15-17]. Однако данный процесс путем моделирования пока не был исследован. В работе моделирование проводилось в программном комплексе Abaqus при следующих значениях параметров процесса: $L = 0,5$ мм/оборот заготовки; $\delta = 0,2D$; $\alpha = 10^0$; коэффициент трения (закон Кулона) между раскатным валком и заготовкой $\mu=0,1$; материал заготовки - сталь AISI 1045 (аналог стали 45, ГОСТ 1050-2013).

Исходные геометрические параметры заготовки и результаты моделирования с указанием наблюдаемого вида деформирования заготовки приведены в таблице 1.

Таблица 1

Геометрические параметры заготовки и результаты моделирования с указанием наблюдаемого вида деформирования заготовки

	S, мм	D, мм	H, мм	h, мм	S/D	H/S	h/H	Дефекты
1	1	100	5	0	0,01	5,0	0	Нет
2	1	100	20	11,0	0,01	20,0	0,55	Замятие фланца
3	1	100	17	7,9	0,01	17,0	0,46	Замятие части фланца
4	1	100	15	6,0	0,01	15,0	0,40	Нет
5	1	100	10	1,8	0,01	10,0	0,18	Нет
6	2	100	30	17,3	0,02	15,0	0,58	Замятие части фланца
7	2	100	20	7,6	0,02	10,0	0,38	Нет
8	2	100	15	2,5	0,02	7,5	0,17	Нет
9	4	100	60	39,6	0,04	15,0	0,66	Смятие стенки
10	4	100	40	19,7	0,04	10,0	0,50	Нет
11	4	100	20	0	0,04	5,0	0	Нет

Моделирование показало, что формирование фланца может происходить тремя различными вариантами. Первый вариант это раскатка с полной отбортовкой, т.е. отбортовкой всей выставленной части заготовки. Деформация заготовки (пластический изгиб) происходит по радиусу матрицы до плоскости матрицы (рис. 3).

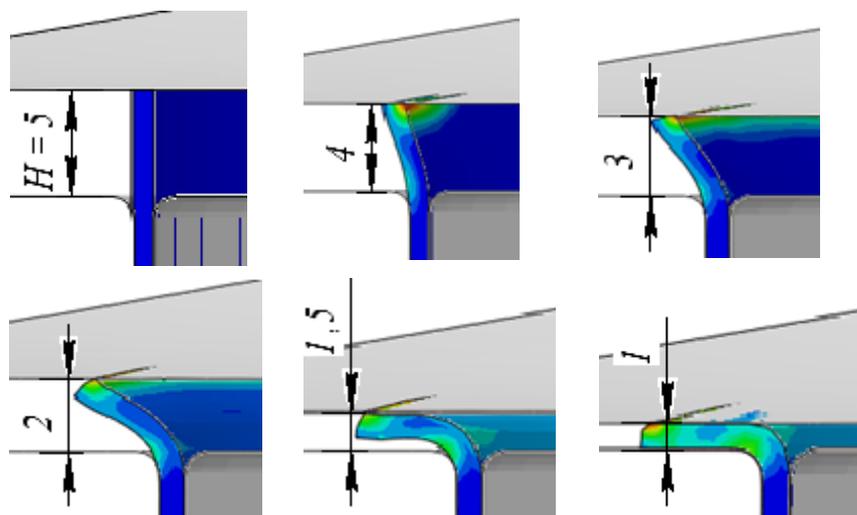


Рис. 3. Моделирование отбортовки раскаткой трубной заготовки вокруг радиуса матрицы ($h=0$; процесс № 1, см. табл.

1)

Вариант отбортовки раскаткой при изгибе заготовки относительно радиуса матрицы, т.е. при $h = 0$ наиболее желателен, так как обеспечивает

устойчивость процесса. Этим способом раскатки можно получить фланцы небольшой ширины.

На всех стадиях процесса наблюдается последовательный монотонный изгиб трубной заготовки в образовавшемся очаге пластической деформации на уровне торца матрицы. На конечном этапе процесса может понадобиться продолжить вращения раскатного валка без его вертикального перемещения для разглаживания фланца.

При изменении геометрических параметров трубной заготовки очаг пластической деформации, в котором происходит изгиб отбортовываемой заготовки, может смещаться ($h > 0$) и характер формоизменения заготовки меняется (Рис. 4).

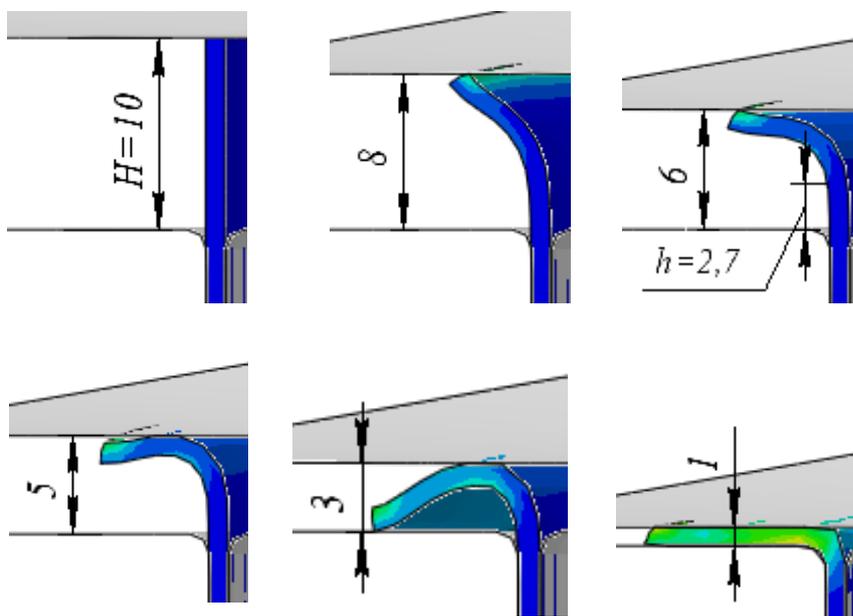


Рис. 4. Моделирование формоизменения трубной заготовки при отбортовке раскаткой ($h=1,8$; $h/H=0,18$, процесс № 5, см. таблицу 1)

Но, тем не менее, и в этом случае, при применении разглаживания фланца, отбортовка может быть успешно завершена, и получен бездефектный фланец шириной равной H . В этом процессе место зарождения очага пластической деформации трудно предсказуемо и поэтому такой процесс можно назвать процессом со свободным формообразованием фланца.

В третьем варианте развития отбортовки раскаткой начало процесса развивается, как и во втором случае, т.е. по пути свободного формообразования фланца. Однако на некотором этапе процесса стенка трубной заготовки начинает загибаться вовнутрь заготовки (Рис. 5). Это приводит к смятию деформируемой части заготовки с образованием

закатываемой складки, что приводит к неисправимому дефекту получаемой детали.

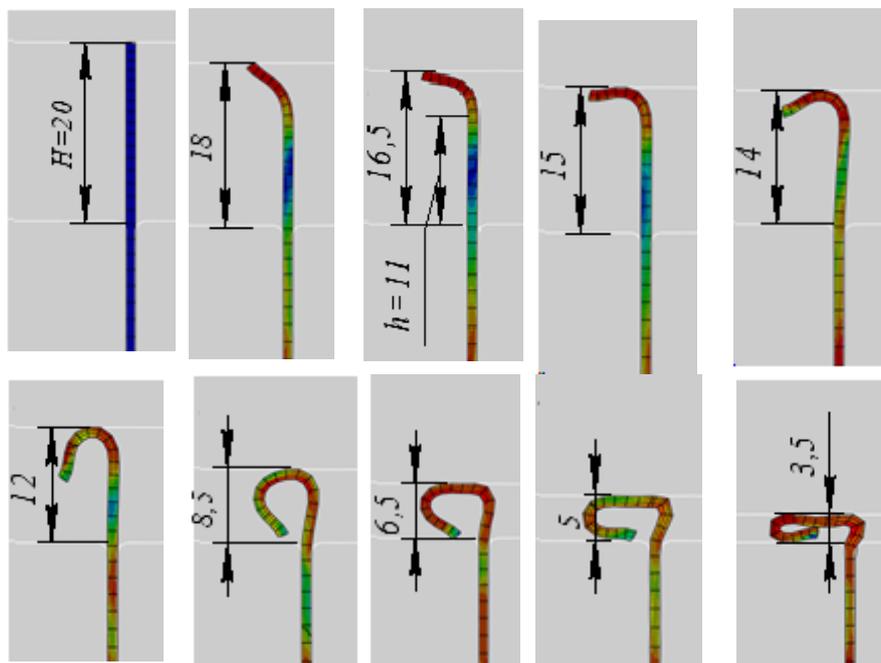


Рис. 5. Моделирование формоизменения трубной заготовки при отбортовке раскаткой со смятием фланцевой части ($h = 11$; $h/H = 0,55$, процесс № 2, см. таблицу 1)

На основе обобщения результатов проведенного моделирования процесса построен график (Рис. 6), который дает возможность определить, в какой области будет находиться технологический процесс в зависимости от соотношения геометрических параметров S , H и D .

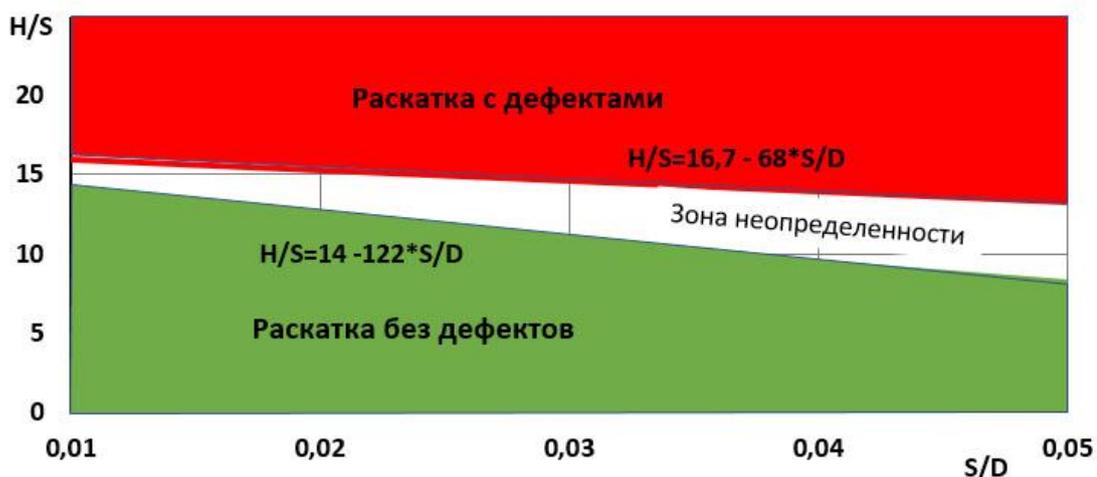


Рис. 6. Области технологических возможностей раскатки в зависимости от относительных параметров геометрии заготовки

Эффективным подходом к улучшению показателей технологических процессов раскатки является разделение процессов на отдельных операции [18], или соединение их с другими операциями [19, 20].

Расширение технологических возможностей формоизменения трубных заготовок раскаткой по схеме отбортовки с целью изготовления наружных фланцев возможно с применением операции предварительной раздачи конусным валком. Угол конусного инструмента в процессах раздачи чаще всего изменяется в диапазоне $35 - 40^{\circ}$. Формоизменение при раздаче ограничено двумя видами дефектов: потерей устойчивости и разрушением в виде трещины. При определенной (критической) величине продольных сил сжатия на заготовке появляются поперечные круговые волны. Вторым видом дефектов (трещины) – при критической величине окружных (тангенциальных) напряжений в формоизменяемой части трубной заготовки (рис.7а, б).

На второй операции торцевая раскатка осуществляется этим же инструментом. В зависимости от конструктивного исполнения машины для торцевой раскатки данная операция может выполняться двумя путями: 1. Поворот конического инструмента в процессе торцевой раскатки до формирования фланца, перпендикулярного цилиндрической поверхности трубной заготовки. 2. Отвод конического валка от деформированной заготовки, поворот конического валка в заданное положение и торцевая раскатка заготовки с осевым перемещением конического валка (рис. 7в, г). Современные машины для торцевой раскатки с ЧПУ и многими степенями движения инструмента [21, 22] успешно могут реализовать такие движения.

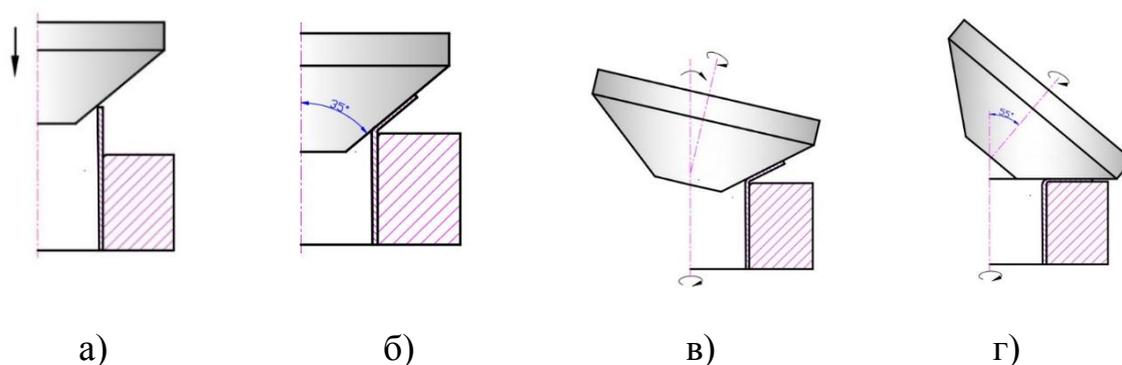


Рис.7. Операции раздачи (а – начало процесса; б – окончание процесса раздачи) и торцевой раскатки (в – начало процесса; г – окончание процесса раскатки)

В данной работе рассматривалась раздача трубных заготовок конусным инструментом с углом при вершине 70° . Скорость перемещения конусного валка 1 мм/сек.

Результаты моделирования формоизменения трубных заготовок в диапазоне изменения фактора (S/D) от 0,01 до 0,06 дали возможность определить границы перемещения конусного валка (величины коэффициента раздачи) в зависимости от пластических свойств раскатываемого материала.

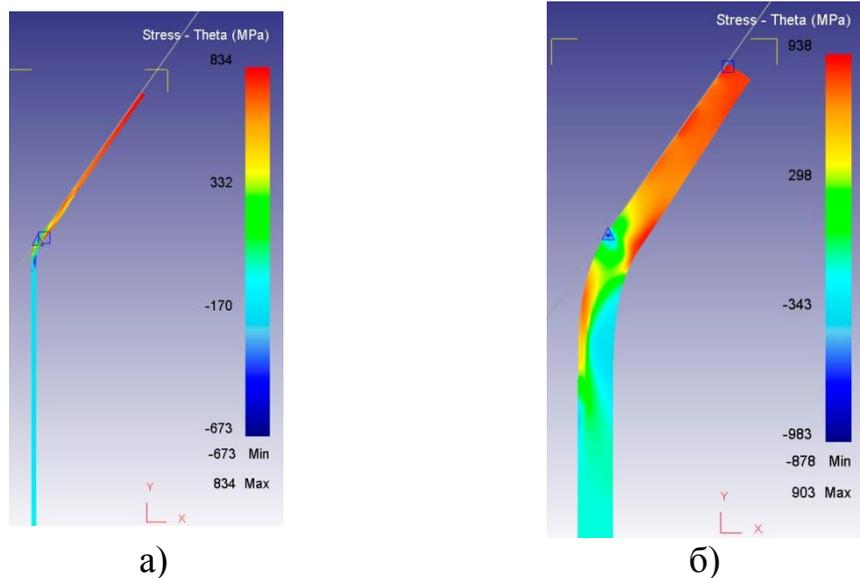


Рис. 8. Тангенциальные напряжения в трубных заготовках при раздаче конусным инструментом (70°) в зависимости от параметра S/D .
(а - $S/D = 0,01$; б - $S/D = 0,06$)

Растягивающие тангенциальные напряжения в деформированной части трубной заготовки при раздаче увеличиваются с увеличением относительной толщины стенки ($S/D = 0,01 - 0,06$) на 10 – 12 % (рис. 8). Исходя из ресурса пластичности и величины максимальных тангенциальных, растягивающих напряжений, зона допустимых соотношений размеров находится в левой области (Рис. 9)

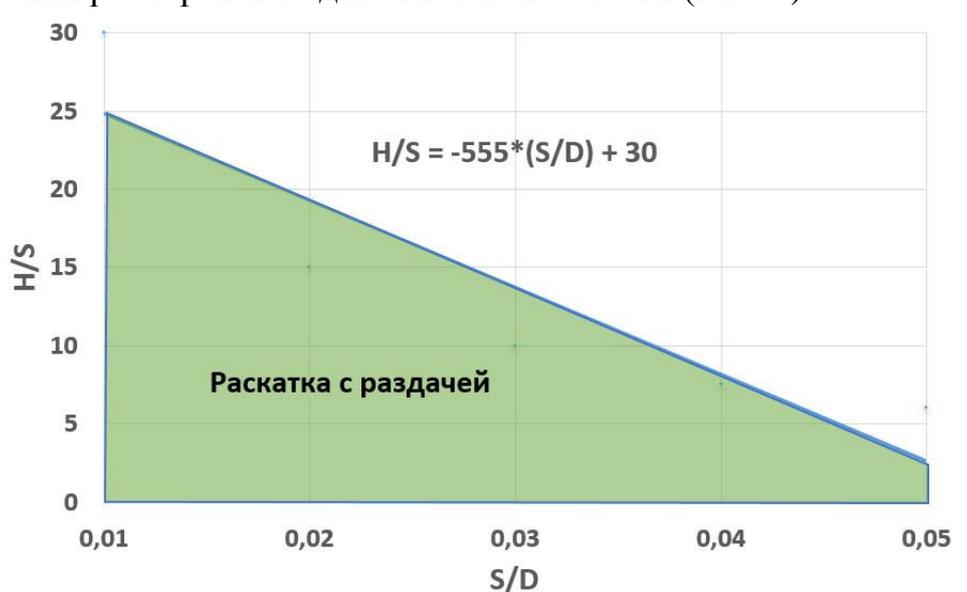


Рис. 9. Зависимость относительной высоты выставленной части трубной заготовки от относительной толщины заготовки

Соединение графиков, представленных на рис. 6 и 9, позволяет построить линию, разделяющую области геометрических параметров бездефектного формообразования фланцев, и область процессов с возможными дефектами фланца (Рис. 10).

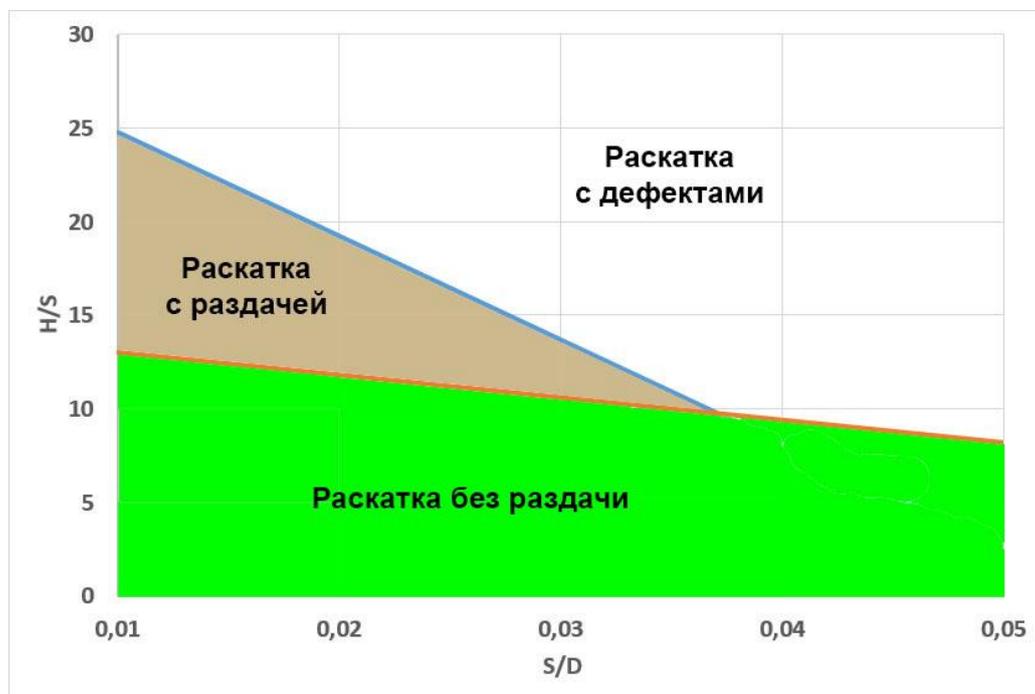


Рис. 10. Влияние геометрических параметров трубной заготовки на возможность получения фланцевых деталей

Таким образом, применение операции предварительной раздачи заготовки коническим валком без наклона существенно увеличивает зону устойчивых процессов отбортовки раскаткой, особенно для тонкостенных заготовок. При значениях отношения S/D около 0,01 ширина получаемых фланцев может быть увеличена на 100-200%. При значениях S/D более 0,35 применение предварительной раздачи не рекомендуется. При этих значениях относительной толщины заготовок, которые уже не являются критически тонкостенными, могут быть использованы другие технологии торцевой раскатки [23].

Выводы

- Формоизменение трубной заготовки при процессе отбортовки раскаткой имеет три характерных варианта. Первый варианта с изгибом заготовки относительно радиуса матрицы. Во втором варианте процесса место зарождения очага пластической деформации трудно предсказуемо и поэтому такой процесс можно назвать процессом со свободным формообразованием фланца. В

третьем варианте начало процесса развивается, как и во втором случае, однако на некотором этапе процесса стенка трубной заготовки начинает загибаться вовнутрь заготовки. Первый и второй варианты процесса позволяют получить бездефектные фланцы при применении разглаживания фланца. Третий вариант процесса приводит к смятию деформируемой части заготовки с образованием закатываемой складки, и к неисправимому дефекту получаемой детали.

- Применение операции предварительной раздачи заготовки коническим валком без наклона существенно увеличивает зону устойчивых процессов отбортовки раскаткой, особенно для тонкостенных заготовок. При значениях отношения S/D около 0,01 ширина получаемых фланцев может быть увеличена на 100-200%. При значениях S/D более 0,035 применение предварительной раздачи не рекомендуется.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 8-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. с. 674-684.
- [2] Аксенов Л.Б., Кункин С.Н., Елкин Н.М. Торцевая раскатка фланцевых деталей трубных соединений. Металлообработка. №3 (63), 2011 г., с. 31-36
- [3] S.V. Hosseini, M.J. Nategh, M.M. Agheti, H. Imani. Optimum design of rotary forging machine with parallel mechanism. Modern Mechanical Engineering, Proceeding of the Advanced Machining and Machine Tools Conference, Vol. 15, No.13, pp.486-490, 2015 (in Persian).
- [4] Muhammad M. Hamdy. Rotary Hammer Forging, a New Manufacturing Process. Applied Mechanics and Materials, 2014, Vols. 446-447, pp. 1321-1329, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.1321> .
- [5] Liying Dong, Xinghui Han, Lin Hua, JianLan, WuhaoZhuang. Effects of the rotation speed ratio of double eccentricity bushings on rocking tool path in a cold rotary forging press. Journal of Mechanical Science and Technology, (2015), Vol. 29, pp.1619–1628.
- [6] Yugong Dang, Yongyu Yao, Xiaozhong Deng, Genggeng Li, Chuang Jiang. Compensation of springback error based on comprehensive displacement method in cold rotary forging for hypoid gear. Journal of Mechanical Science and Technology. (2019), Vol. 33, pp. 3473–3486.
- [7] Rashid Asfandiyarov, Georgy I. Raab, Denis Aksenov. Analysis of the Stress-Strained State of Billets Processed by Rotary Forging with Special

- Shape of the Tool. *Journal of Metastable and Nanocrystalline Materials* , 2019, Vol. 31, pp.16-21.
- [8] Дементьев В.Б, Шаврин О.И. Патент РФ № 2006 116 709, В21D 37/12, В21D 41/02. Способ торцевой раскатки осесимметричных деталей типа «труба с фланцем». 27.11.2007 Бюл. № 33.
- [9] 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
- [10] ParanjayeeMandal, HimanshuLalvani, MartinTuffs. Cold Rotary Forging of Inconel 718. *Journal of Manufacturing Processes*, Vol. 46, 2019, pp. 77-99.
- [11] Standring P.M., Appleton E. The Kinematic Relationship Between Angled Die and Workpiece in Rotary Forging, 1-st Intl. Conf. on Rotary Metalworking Processes, London, UK., Nov. 20-22, pp.275-288, 1979.
- [12] J.R. Moon, P.M. Standring. Rotary forging of metal powders. *Powder metallurgy*, 1987, Vol. 30, No. 3, pp. 153-158.
- [13] P.M. Standring, The significance of nutation angle in rotary forging. *Advanced Technology of Plasticity, Proceeding of the 6th ICTP*, Vol. III, pp.1739-1744, 1999.
- [14] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Metal flow control at processes of cold axial rotary forging. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, 2016, pp.175-181.
- [15] Krishnamurthy, B., Bylya, O., Muir, L., Conway, A., &Blackwell. On the specifics of modeling of rotary forging processes. *Computer Methods in Materials Science*, (2017). Vol. 17(1), pp.22-29.
- [16] Xinghui Han, Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method. *Int J AdvManufTechnol* (2012) 62:1087–1106.
- [17] Sundar Singh Sivam Sundarlingam Paramasivam, Durai Kumaran, Harshavardhana Natarajan, Avishek Mishra. NUMERICAL SIMULATION OF COLD ORBITAL FORGING PROCESS FOR GEAR MANUFACTURING. *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, Vol. XI, No. 2 / 2019.
- [18] Qiu Jin, Zhiqiang Gu and Jian Hua. Preform designing approach in cold orbital forging of flange gear. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, Vol. 10(10) 1–7.
- [19] Loyda, L. A. Reyes, G. M. Hernández-Muñoz, F. A. García-Castillo, P. Zambrano-Robledo. Influence of the incremental deformation during rotary forging on the microstructure behavior of a nickel-based super alloy. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* (2018), 97: pp.2383–2396.

- [20] L Venugopal, N E C Prasad, P Geeta Krishna and L Praveen. Simulation studies on Tube End Expansion of AA2014 Alloy Tubes. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 330 (2018) 012077 doi:10.1088/1757-899X/330/1/012077.
- [21] MJC Engineering&Technology. Rotary Forging Equipment.[Электронный ресурс]// URL: <http://www.mjcengineering.com/> (дата обращения 13.02.2021).
- [22] Global Metal Spinning Solutions Inc. CNC Wheel Forming and Rotary Forging Machines. [Электронный ресурс] //URL: <http://www.globalmetalspinning.com/> (Дата обращения 10.02.2021).
- [23] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Potapov N.M. (2021) System Analysis of Cold Axial Rotary Forging of Thin-Walled Tube Blanks. In: Evgrafov A.N. (eds) Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-62062-2_3

L. B. Aksenov, S. N. Kunkin, N. M. Potapov, I. N. Khrustaleva

EXPANDING THE TECHNOLOGICAL CAPABILITIES OF FACE ROTARY FORGING OF PIPE BLANKS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article presents an analysis of the process of cold face rotary forging of axisymmetric parts from pipe blanks. Possible ways of development of the technological process are determined depending on the geometric dimensions of the blank and technological parameters. The greatest problem is the forming of parts from thin-walled pipe blanks due to the low rigidity of the blanks. To expand the technological capabilities of the process under study, before starting rotary forging, it is proposed to extend the upper part of the pipe blank with a conical roll without tilting the roll. The rotary forging process ensures low-waste production and does not require powerful equipment, as it refers to the processes of local deformation.

Keywords: rotary forging, flange, pipe blank, expansion, conical roll, simulation

REFERENCES

- [1] Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: materialy 8-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii / Pod red. A.N.Evgrafova i A.A. Popovicha.- SPb.: POLITEKKh-PRESS, 2019. s. 674-684.
- [2] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Elkin N.M. Tortsevaya raskatka flantsevykh detalej trubnykh soedinenij. Metalloobrabotka. #3 (63), 2011, s. 31-36.
- [3] S.V. Hosseini, M.J. Nategh, M.M. Agheti, H. Imani. Optimum design of rotary forging machine with parallel mechanism. Modern Mechanical Engineering, Proceeding of the Advanced Machining and Machine Tools Conference, Vol. 15, No.13, pp.486-490, 2015 (in Persian).
- [4] Muhammad M. Hamdy. Rotary Hammer Forging, a New Manufacturing Process. Applied Mechanics and Materials, 2014, Vols. 446-447, pp. 1321-1329, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.1321> .
- [5] Liying Dong, Xinghui Han, Lin Hua, JianLan, WuhaoZhuang. Effects of the rotation speed ratio of double eccentricity bushings on rocking tool path in a cold rotary forging press. Journal of Mechanical Science and Technology, (2015), Vol. 29, pp.1619–1628.
- [6] Yugong Dang, Yongyu Yao, Xiaozhong Deng, Genggeng Li, Chuang Jiang. Compensation of springback error based on comprehensive displacement method in cold rotary forging for hypoid gear. Journal of Mechanical Science and Technology. (2019), Vol. 33, pp. 3473–3486.
- [7] Rashid Asfandiyarov, Georgy I. Raab, Denis Aksenov. Analysis of the Stress-Strained State of Billets Processed by Rotary Forging with Special Shape of the Tool. Journal of Metastable and Nanocrystalline Materials , 2019, Vol. 31, pp.16-21.
- [8] Dement'ev V.B, Shavrin O.I. Patent RF № 2006 116 709, B21D 37/12, B21D 41/02. Sposob tortsevoj raskatki osesimmetrichnykh detalej tipa «truba s flantsem». 27.11.2007, Byul. # 33.
- [9] 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
- [10] ParanjayeeMandal, HimanshuLalvani, MartinTuffs. Cold Rotary Forging of Inconel 718. Journal of Manufacturing Processes, Vol. 46, 2019, pp. 77-99.
- [11] Standring P.M., Appleton E. The Kinematic Relationship Between Angled Die and Workpiece in Rotary Forging, 1-st Intl. Conf. on Rotary Metalworking Processes, London, UK., Nov. 20-22, pp.275-288, 1979.
- [12] J.R. Moon, P.M. Standring. Rotary forging of metal powders. Powder metallurgy, 1987, Vol. 30, No. 3, pp. 153-158.

- [13] P.M. Standing, The significance of nutation angle in rotary forging. *Advanced Technology of Plasticity, Proceeding of the 6th ICTP, Vol. III*, pp.1739-1744, 1999.
- [14] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Metal flow control at processes of cold axial rotary forging. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, Springer, 2016, pp.175-181.
- [15] Krishnamurthy, B., Bylya, O., Muir, L., Conway, A., & Blackwell. On the specifics of modeling of rotary forging processes. *Computer Methods in Materials Science*, (2017). Vol. 17(1), pp.22-29.
- [16] Xinghui Han, Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method. *Int J AdvManufTechnol* (2012) 62:1087–1106.
- [17] Sundar Singh Sivam Sundarlingam Paramasivam, Durai Kumaran, Harshavardhana Natarajan, Avishek Mishra. Numerical simulation of cold orbital forging process for gear manufacturing. *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, Vol. XI, No. 2 / 2019.
- [18] Qiu Jin, Zhiqiang Gu and Jian Hua. Preform designing approach in cold orbital forging of flange gear. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, Vol. 10(10) 1–7.
- [19] Loyda, L. A. Reyes, G. M. Hernández-Muñoz, F. A. García-Castillo, P. Zambrano-Robledo. Influence of the incremental deformation during rotary forging on the microstructure behavior of a nickel-based super alloy. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* (2018), 97: pp.2383–2396.
- [20] L Venugopal, N E C Prasad, P Geeta Krishna and L Praveen. Simulation studies on Tube End Expansion of AA2014 Alloy Tubes. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 330 (2018) 012077 doi:10.1088/1757-899X/330/1/012077.
- [21] MJC Engineering & Technology. Rotary Forging Equipment. Information on: // URL: <http://www.mjceengineering.com/> (Accessed 13.02.2021).
- [22] Global Metal Spinning Solutions Inc. CNC Wheel Forming and Rotary Forging Machines. Information on: //URL: <http://www.globalmetalspinning.com/> (Accessed 10.02.2021).
- [23] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Potapov N.M. (2021) System Analysis of Cold Axial Rotary Forging of Thin-Walled Tube Blanks. In: Evgrafov A.N. (eds) *Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-62062-2_3

УДК 62-229.38

Х. Арслан¹, М.Т. Коротких²

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА С ПРИМЕНЕНИЕМ МАТЕРИАЛОВ С ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ



¹Хазем Арслан,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (904)331-2942, E-mail: arслан.h@edu.spbstu.ru



²Михаил Тимофеевич Коротких,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (951)653-2871, E-mail: kmt46@mail.ru

Аннотация

Статья посвящена определению конструктивных параметров зажимных элементов с использованием материалов с памятью формы. Представлен обзор по зажимным устройствам с эффектом памяти формы; включая исторический обзор и конструктивные зажимные элементы силовых приводов, использующих материалы с памятью формы.

Приведены расчетные формулы зажимного устройства для закрепления и раскрепления объекта по времени нагрева и времени остывания нитиноловой проволоки.

Результаты показали, что такие элементы могут иметь малые габариты при высоких силовых характеристиках, что позволяет их эффективно использовать в конструкции станочных приспособлений. Предлагаемые зажимные элементы характеризуются низким энергопотреблением и могут легко встраиваться в автоматизированные станочные системы.

Ключевые слова: зажимный элемент, силовой привод, память формы, станочные приспособления, автоматизация.

Введение

Целью исследования является создание автоматизированных зажимных устройств станочных приспособлений.

Задачи исследования состоят в создании методики проектирования и определении технологических параметров силовых приводов с применением металлов с памятью формы.

Сплав с памятью формы (СПФ) или «умный сплав» был впервые открыт Арне Оландером в 1932 году, а термин «память формы» был впервые описан Верноном в 1941 году для его полимерного стоматологического материала. Важность материалов с памятью формы (МПФ) не была признана, пока Уильям Бюлер и Фредерик Ван не обнаружили эффект памяти формы (ЭПФ) в никель-титановом (NiTi) сплаве в 1962 году, который также известен как нитинол (термин полученный из состава материала и места обнаружения, то есть комбинации NiTi и Лаборатории морского вооружения) [1].

Сплавы с памятью формы (СПФ) – это группа металлических сплавов, которые могут вернуться к своей первоначальной форме (форме или размеру), когда подвергаются процессу запоминания между двумя фазами преобразования, которые зависят от температуры или магнитного поля. Это явление трансформации известно, как эффект памяти формы (ЭПФ) [1-4].

Так, на базе эффекта памяти формы создана серия уникального прессового оборудования, разработаны ручные механизированные инструменты для разделительных операций и монтажных работ в условиях открытого космоса, созданы эффективные зажимные устройства для станочных приспособлений, робототехники и т.п. [4, 5].

Эффект памяти формы представляет собой восстановление формы ранее деформированного конструктивного элемента, при температуре фазового превращения. При этом восстанавливается даже пластическая деформация в пределах 6–8 % (никелид титана, торговая марка нитинол). Если формоизменение деформированного материала при восстановлении формы ограничить, возникают напряжения величиной порядка от 600 до 700 МПа при пределе текучести этих сплавов свыше 80 МПа. Именно эти деформации и усилия и используются при создании силовых электромеханических исполнительных механизмов [2, 6].

Приводы из сплава с памятью формы (СПФ) становятся жизнеспособной альтернативой пневматическим и гидравлическим системам из-за их легкого веса и высокой плотности энергии. Кроме того, поскольку это твердотельные устройства, они проще, с меньшим количеством деталей и, как правило, их легче обслуживать и проверять [1, 7-9].

В работах [10, 11] выяснены конструктивные особенности реверсивного силового привода с эффектом памяти формы на примере привода для станочных приспособлений механической обработки деталей летательных аппаратов в 2007 году. Привод отличается компактностью, отсутствуют высоконагруженные пневматические и гидравлические магистрали, при этом сокращается энергоемкость и повышаются экологические свойства технологического оснащения.

Существует множество устройств, основанных на эффекте памяти формы, которые благодаря компактности и простоте управления нашли широкое применение в различных отраслях техники, например, в узлах расчеховки космических аппаратов [10].

Большинство таких приводов строится на основе комбинации витых пружин из какого-либо упругого материала (стали) и пружин из материала с памятью формы, соединенных последовательно или параллельно [12-17].

В настоящее время широкий спектр таких устройств представлен в виде патентов в МПК F03G7/06. Известны устройства, в которых стержневые элементы из материала с памятью формы расположены параллельно с упругими пружинными элементами и деформация сжатия пружинных элементов осуществляется нагревом стержневых элементов, например, патент WO 2019/043599 A1. Такие устройства отличаются повышенными габаритами и инерционностью срабатывания, благодаря большой массе нагреваемых элементов [18].

В данной статье рассматривается конструкция компактного силового привода закрепления для станочных приспособлений, использующего подвод энергии только при раскреплении заготовок.

Методика исследования

Для уменьшения габаритов устройства и увеличения энергоемкости зажимного элемента было предложено использовать силовой привод из материала с памятью формы при обратимой пластической деформации элементов растяжения, которая может достигать 6...8% (рис.1).

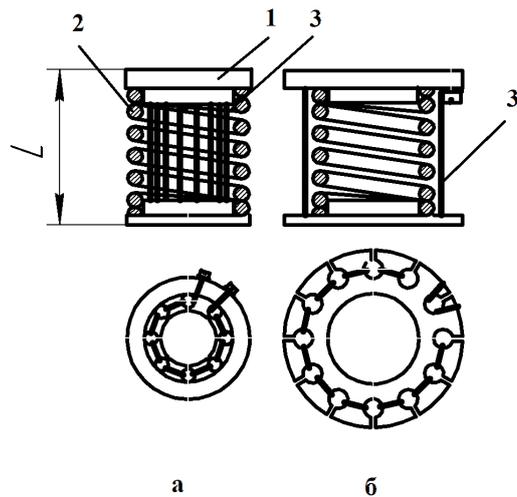


Рис. 1. Схема зажимного элемента: 1 – упорные фланцы, 2 – силовой элемент из пружины сжатия, 3 – растянутые проволоки из материала с эффектом памяти формы; а – конструкция с расположением проволок внутри винтовой пружины б – с наружным расположением проволок

Создание такого зажимного элемента осуществляется в 2 этапа (рис. 2).

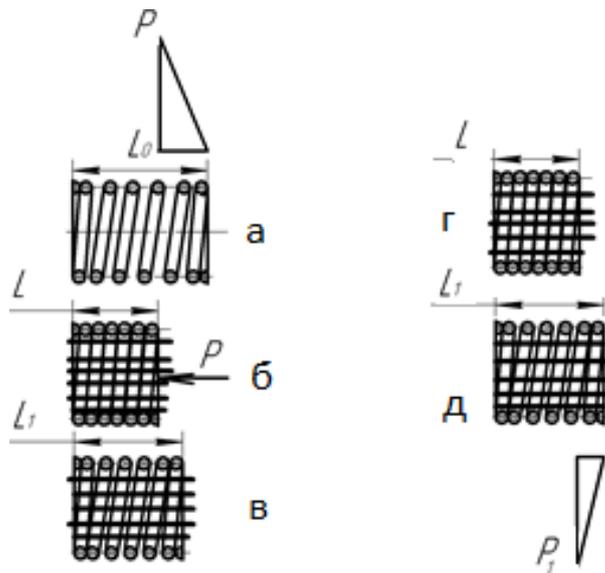


Рис. 2. Этапы создания и работы зажимного элемента

Пружину в свободном состоянии длиной L_0 (рис. 2, а) сжимают до предела упругости до длины L и в сжатом состоянии между фланцами пружины устанавливают без предварительного натяжения проволоку с витками вдоль оси пружины (рис. 2, б). Снимают усилие сжатия пружины и она распрямляется до длины L_1 , растягивая проволоку из материала с

памятью формы на заданную величину, не превышающую порога пластической деформации растяжения, восстанавливаемой при фазовом переходе.

При нагреве проволоки до температуры фазового перехода, например, при пропускании через нее электрического тока, она укорачивается и сжимает пружину до размера L_2 , что можно использовать для освобождения зажатого объекта. При остывании проволоки пружина стремится удлинить до размера L_1 и это используется для зажима объекта закрепления. При этом характеристика такого зажимного элемента будет определяться ходом $L_{ход} = L_1 - L$ с максимальным усилием P_1 .

Для расчета конструктивных параметров предлагаемого зажимного элемента необходимо исходить из его назначения. Для использования его в станочных приспособлениях рационально иметь максимально возможное развиваемое усилие при минимальных габаритах элемента. В то время как ход пружины при зажиме и освобождении закрепляемого объекта может быть не большой и зависеть от колебаний размеров заготовок и достаточного зазора для простоты их извлечения. Была предложена последовательность определения конструктивных параметров такого зажимного элемента:

1. Задается рабочий ход элемента:

$$L_{ход} = L_1 - L, \quad (1)$$

2. Исходя из возможности пластической возвратной деформации растяжения проволоки из сплава с памятью формы $K\%$ определяется длина элемента:

$$L_1 = (L_1 - L) \times 100 / K, \quad (2)$$

3. Определяется длина пружины в свободном состоянии L_0 . При этом учитывается, что предел текучести сплава с памятью формы в холодном состоянии примерно в 10 раз меньше, чем развиваемые напряжения в сплаве при фазовом переходе. Тогда:

$$L_0 = 1,1 \times L_1, \quad (3)$$

4. Задается максимальное усилие сжатия пружины до соприкосновения витков P , которое выбирается больше на (30...50) % рабочего усилия зажимного элемента.

5. Учитывая необходимость получения минимально возможных габаритов пружины, задается число витков пружины N , определяется диаметр проволоки пружины:

$$d = (L_1 - L) / N, \quad (4)$$

Определяется диаметр пружины D , при котором напряжения в материале пружины равны допустимым при ее сжатии до соприкосновения витков. Этот диаметр и определит минимально возможные габариты зажимного элемента.

6. Определяется площадь поперечного сечения проволоки из сплава с памятью формы, обеспечивающая сжатие пружины при фазовом переходе:

$$S = P / \sigma, \quad (5)$$

где σ – напряжение возникающие в сплаве с памятью формы при фазовом переходе.

7. Конструктивно задают количество ветвей проволоки, обеспечивающей сжатие пружины. Для более равномерного распределения усилия это количество n следует принимать более 6.

Тогда общая длина проволоки в свободном состоянии составит:

$$L_{np} = (L_1 \times n) \times K_1, \quad (6)$$

где K_1 – коэффициент учитывающий участки проволоки огибающей фланцы. Площадь же поперечного сечения проволоки из сплава с памятью формы будет определяться:

$$S_1 = S / n, \quad (7)$$

8. Определяется время срабатывания зажимного элемента. Время раскрепления будет определяться временем нагрева проволоки до температуры фазового перехода. Требуемое количество энергии для нагрева:

$$Q = C_t \times M (T_p - T_o), \quad (8)$$

где C_t – теплоемкость материала с памятью формы $C_t = 469 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ [2], M – суммарная масса проволоки, T_p – температура фазового перехода $T_p = 90^\circ\text{C}$ [17, 18], T_o – исходная температура проволоки $T_o = 20^\circ\text{C}$. При прохождении тока выделяется энергия:

$$Q = I^2 r \cdot T, \quad (9)$$

Откуда зная сопротивление проволоки r и задавшись временем срабатывания T можно определить требуемую величину электрического тока I . Так как величина тока зависит в данном случае только от напряжения питающего источника, то время раскрепления объекта может быть очень мало.

9. Время же последующего закрепления объекта будет определяться остыванием проволоки из материала с памятью формы ниже температуры фазового превращения. И этот процесс при отключении тока будет происходить за счет естественной конвекции воздуха вокруг проволоки или при ее обдуве струей воздуха:

$$T_1 = C_t \times M (T_k - T_n) / \alpha \times F \times (T_{cp} - T_{oc}), \quad (10)$$

где T_k – температура перегрева проволоки выше температуры фазового перехода $T_k \approx 90 + 5 = 95^\circ\text{C}$ [2, 5], T_n – требуемая температура остывания ниже температуры фазового перехода $T_n \approx 90 - 5 = 85^\circ\text{C}$ [2, 5], обеспечивающая надежность срабатывания привода, α – коэффициент теплоотдачи, F – площадь поверхности проволоки из сплава с памятью

формы, T_{cp} – средняя температура нагретой проволоки $T_{cp} = (95+85)/2 = 90^{\circ}$,
 T_{oc} – температура окружающей среды $T_{oc} = 20^{\circ}$.

При расчетах учитывались особенности охлаждения элементов из нитинола:

При свободной конвекции $\alpha = 10 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, при охлаждении обдувом $\alpha = 22,7 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ при скоростью воздушного потока 3,35 м/с, $\alpha = 34,1 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ при скоростью воздушного потока 6,7 м/с и при условии нахождения элемента в жидкой среде $\alpha = 1000 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

Таким образом время закрепления может быть уменьшено как конструктивно, за счет применения элементов с большей площадью поверхности, более тонкой проволоки из нитинола при увеличении количества ее витков, так и за счет искусственного охлаждения, путем обдува элементов воздухом или помещения зажимного элемента в жидкую среду.

Результаты

В соответствии с представленной методикой были рассчитаны примеры конструктивных параметров зажимных элементов с использованием проволоки из нитинола с рабочим ходом 3 [мм] для усилий закрепления 1000 [Н], 2500 [Н], 5000 [Н], 7500 [Н], 10000 [Н] (см. табл. 1).

Таблица 1. Расчетные данные для описания пружины сжатия

Вариант	d, [мм]	D _н , [мм]	L ₀ , [мм]	L _н , [мм]	L _{8%} , [мм]	K, [Н/мм]	N	P _н , [Н]	P _х , [Н]	P _{8%} , [Н]
1	5,5	48	100	41,25	44,55	19,5	6	1145	1086	1080
2	7	48	100	52,5	56,7	57	6	2705	2534	2465
3	8	50	120	60	64,8	90	6	5423	5153	4991
4	9	50	120	67,5	72,9	155,6	6	8171	7704	7331
5	10	50	120	75	81	255,5	6	11496	10731	9963

Материал пружинной проволоки по ГОСТ 9389, рабочий ход 3 [мм].
 где d – диаметр проволоки пружины, D_н – наружный диаметр пружины, L₀ – длина пружины в свободном состоянии, L_н – длина полностью загруженной пружины при P_н, L_{8%} – длина пружины при удлинении на 8%, K – жесткость пружины, N – количество рабочих витков пружины, P_н – сила, созданная полностью нагруженной пружиной при L_н, P_х – сила,

созданная полностью нагруженной пружиной с рабочим ходом 3 [мм], $P_{8\%}$ – сила, развиваемая пружиной при удлинении на 8%;

В таблице 2 приведены требуемые расчетные параметры элементов из нитинола.

Таблица 2. Конструктивные параметры проволочных элементов из нитинола

Вариант	$P_{8\%}$, [Н]	σ , [МПа]	S , [мм ²]	d_n , [мм]	n	S_H , [мм ²]
1	1080	200	5,4	1	7	5,5
2	2465	200	12,32	1,5	7	12,37
3	4991	200	24,95	1,7	11	24,97
4	7331	200	36,65	2	12	37,7
5	9963	200	49,81	2,3	12	49,86

где S – суммарная площадь поперечного сечения проволоки нитинола, d_n – диаметр проволоки нитинола, n – число ветвей проволоки нитинола, S_H – суммарная площадь поперечного сечения проволок из нитинола.

В таблице 3 показан расчет времени раскрепления объекта при применении источника питания с безопасным уровнем напряжения 24В.

Таблица 3. Параметры зажимного элемента, источника питания и расчетное время раскрепления объекта

Вариант	$L_{n+10\%}$, [мм]	S_H , [мм ²]	V , [мм ³]	M , [кг]	Q , [Дж]	r , [Ом]	I , [А]	U , [В]	T , [с]
1	45,37	5,5	249,53	$1,62 \cdot 10^{-3}$	53,25	0,32	75	24	0,03
2	57,75	12,37	714,37	$4,64 \cdot 10^{-3}$	152,44	0,18	133,3	24	0,05
3	66	24,97	1648,02	$10,7 \cdot 10^{-3}$	351,68	0,25	96	24	0,16
4	74,25	37,7	2799,22	$18,2 \cdot 10^{-3}$	597,34	0,23	104,3	24	0,23
5	82,5	49,86	4113,45	$26,74 \cdot 10^{-3}$	877,79	0,19	126,3	24	0,29

где $L_{n+10\%}$ – длина проволоки нитинола, S – суммарная площадь поперечного сечения проволоки нитинола, V – суммарный объем проволоки нитинола, M – суммарная масса проволоки, Q – требуемое количество энергии для нагрева, r – сопротивление проволоки, I – электрический ток, U – напряжение питания, T – время срабатывания.

В таблице 4 указаны расчетное время закрепления объекта при различных условиях охлаждения элементов из нитинола.

Таблица 4. Расчетные времена закрепления объекта

Вариант	М, [кг]	F, [мм ²]	T ₁ , [с] при v = 0 м/с	T ₁ , [с] при v = 3,35 м/с	T ₁ , [с] при v = 6,7 м/с	T ₁ , [с] с водой
1	1,62.10 ⁻³	997,74	10,89	4,8	3,19	0,11
2	4,64.10 ⁻³	1904,99	16,33	7,19	4,79	0,16
3	10,7.10 ⁻³	3877,36	18,51	8,15	5,43	0,18
4	18,2.10 ⁻³	5598,33	21,77	9,59	6,39	0,22
5	26,74.10 ⁻³	7153,42	25,04	11,03	7,34	0,25

где М – суммарная масса проволоки, F – площадь поверхности проволоки из сплава с памятью формы, T₁ – время остывания проволоки до момента закрепления.

Для сравнительной характеристики применяемых приводов закрепления в таблице 5 приведены основные размеры пневматических приводов и их усилия.

Таблица 5. Конструктивные параметры некоторых пневматических приводов

№	Артикул	d _п , [мм]	ход, [мм]	X, [мм]	P _п , [Н]
1	DSBC-32-125	32	125	45	483
2	DSBC-40-125	40	125	54	754
3	DSBC-50-125	50	125	64	1178
4	DSBC-63-125	63	125	75	1870
5	DSBC-80-125	80	125	93	3016
6	DSBC-100-125	100	125	110	4712
7	DSBC-125-125	125	125	136	7363

где d_п – диаметр поршня, P_п – усилие прямого хода, X – внешний диаметральный размер.

Обсуждение

Как выше показывают расчеты габариты устройства при сравнимых усилиях закрепления у рассматриваемого зажимного устройства меньше, чем у пневмопривода, используемого в станочных приспособлениях, а сфера возможного применения значительно шире. Отсутствие шлангов для подачи сжатого воздуха значительно упрощает его размещение в различных приспособлениях, применяемых на станках с ЧПУ в условиях автоматизированного производства.

Заключение

1. Предлагаемый электромеханический зажимной элемент может эффективно использоваться в станочных приспособлениях для станков с программным управлением (ЧПУ) и традиционных станков;

2. Скорость срабатывания привода при раскреплении заготовок весьма велика, однако при закреплении скорость срабатывания требует увеличения и может быть повышена как за счет искусственного охлаждения, так и за счет увеличения поверхности элементов из нитинола.

3. Привод отличается малым энергопотреблением и легко встраивается в автоматизированную систему управления;

4. Привод обеспечивает надежное закрепление обрабатываемого изделия при отсутствии энергопитания;

5. Габариты привода на 50-70% меньше, чем пневматического привода с таким же усилием закрепления.

Дальнейшее развитие исследований зажимных элементов такого рода направлено на повышение их быстродействия и определения оптимальных типов и конструктивных параметров, используемых в них упругих элементов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Jani, J.M., Leary, M., Subic, A., Gibson, M.A. A review of shape memory alloy research, applications and opportunities. *Materials and Design*, 2014, 56, pp. 1078–1113.
- [2] Кухарева А.С. Решение краевых задач для цилиндра и пластины из сплава с памятью формы. *Materials Physics and Mechanics*. 2017. № 31. С. 23-27.
- [3] Spaggiari, A., Spinella, I., Dragoni, E. Design equations for binary shape memory actuators under arbitrary external forces. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, pp. 682–694.

- [4] Бледнова Ж.М. Роль сплавов с эффектом памяти формы в современном машиностроении: Научно-образовательный курс. Краснодар. 2012. 69 с.
- [5] Казей З.А., Снегирев В.В. Упругие свойства сплавов TiNi с памятью формы с различной термообработкой. Физика твердого тела. 2019. № 61 (7). С. 1223-1228.
- [6] Тихонов А. С. Применение эффекта памяти формы в современном машиностроении. Москва: машиностроение. 1981. 80 с.
- [7] Ma, J., Karaman, I., Noebe, R.D. High temperature shape memory alloys. International Materials Reviews, 2010, 55 (5), pp. 257–315.
- [8] Nespoli, A., Besseghini, S., Pittaccio, S., Villa, E., Viscuso, S. The high potential of shape memory alloys in developing miniature mechanical devices: a review on shape memory alloy mini-actuators. Sensor Actuator Phys., 2010, 158 (1), pp. 149–160.
- [9] Hirose, S., Ikuta, K., Umetani, Y. Development of shape-memory alloy actuators. Performance assessment and introduction of a new composing approach, Adv. Robot., 1988, 3 (1), pp. 3–16.
- [10] Барвинок В.А., Богданович В.И., Ломовской О.В., Вишняков М.А., Грошев А.А. Разработка реверсивных силовых приводов из материалов с эффектом памяти формы для устройств, применяемых в узлах расчеховки космических аппаратов. Механика и машиностроение. 2011. № 4 (2). С. 301-306.
- [11] Богданович В.И. Применение материалов с эффектом памяти формы в производстве летательных аппаратов: учебное пособие. Самара: Изд-во СГАУ. 2007. 64 с.
- [12] Costanza, G., Tata, M.E., Calisti, C. Nitinol one-way shape memory springs: Thermomechanical characterization and actuator design. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 157 (1), pp. 113–117.
- [13] Барвинок В.А., Богданович В.И., Грошев А.А., Плотников А.Н., Ломовской О.В. Методика проектирования силовых приводов из материала с эффектом памяти формы для ракетно-космической техники. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. № 6. С. 272-277.
- [14] Абдрахманов С.А., Доталиева Ж.Ж., Кожошов Т.Т., Джолдошбаева М.Б. Расчет пружин, работающих в упругой и неупругой областях деформирования. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 4 (661). С. 3-11.
- [15] Летенков О.В. Расчет привода, состоящего из пружины с эффектом памяти формы и контрпружины. Вестник новгородского государственного университета. 2015. № 8 (91). С. 73-76.
- [16] Летенков О.В., Филиппов Д.А. Расчет системы привода: пружина из материала с эффектом памяти формы – контрпружина.

Международный научно-исследовательский журнал. 2016. № 11 (53). С. 77-81.

- [17] Глушечков В.А., Алехина В.К. Многозвенные силоприводы из материала с памятью формы и их характеристики. Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2017. С. 483-488.
- [18] Патентный фонд: [электронный ресурс]. URL: <http://www.fips.ru>

H. Arslan, M.T. Korotkih

ELECTROMECHANICAL CLAMPING DEVICE USING SHAPE MEMORY MATERIALS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the determination of the design parameters of clamping elements using materials with shape memory. An overview of the shape memory clamping devices is presented; including historical overview and structural clamping elements of power actuators using shape memory materials.

The calculation formulas of the clamping device for fixing and unclamping the object of the clamping device in terms of the heating time and cooling time of the nitinol wire are given.

The results have shown that such elements can have small dimensions with high power characteristics, which allows them to be effectively used in the design of machine tools. The offered clamping elements are characterized by low energy consumption and can be easily integrated into automated machine tools.

Key words: clamping element, power drive, shape memory, machine tools, automation.

REFERENCES

- [1] Jani, J.M., Leary, M., Subic, A., Gibson, M.A. A review of shape memory alloy research, applications and opportunities. *Materials and Design*, 2014, 56, pp. 1078–1113.
- [2] Kukhareva A.S. Solving boundary value problems for a cylinder and a shape memory alloy plate. *Materials Physics and Mechanics*. 2017. № 31. pp. 23-27. (rus.)

- [3] Spaggiari, A., Spinella, I., Dragoni, E. Design equations for binary shape memory actuators under arbitrary external forces. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, pp. 682–694.
- [4] Blednova Zh.M. The role of shape memory alloys in modern mechanical engineering: Scientific and educational course. Krasnodar. 2012. pp. 69. (rus.)
- [5] Kazei Z.A., Snegirev V.V. Elastic properties of TiNi shape memory alloys with different heat treatment. *Solid state physics*. 2019. № 61 (7). pp. 1223-1228. (rus.)
- [6] Tikhonov A.S. Application of the shape memory effect in modern mechanical engineering. Moscow: mechanical engineering. 1981. pp. 80. (rus.)
- [7] Ma, J., Karaman, I., Noebe, R.D. High temperature shape memory alloys. *International Materials Reviews*, 2010, 55 (5), pp. 257–315.
- [8] Nespoli, A., Besseghini, S., Pittaccio, S., Villa, E., Viscuso, S. The high potential of shape memory alloys in developing miniature mechanical devices: a review on shape memory alloy mini-actuators. *Sensor Actuator Phys.*, 2010, 158 (1), pp. 149–160.
- [9] Hirose, S., Ikuta, K., Umetani, Y. Development of shape-memory alloy actuators. Performance assessment and introduction of a new composing approach, *Adv. Robot.*, 1988, 3 (1), pp. 3–16.
- [10] Barvinok V.A., Bogdanovich V.I., Lomovskoy O.V., Vishnyakov M.A., Groshev A.A. Development of reversible power drives from materials with shape memory effect for devices used in spacecraft de-pinning units. *Mechanics and mechanical engineering*. 2011. № 4 (2). pp. 301-306. (rus.)
- [11] Bogdanovich V.I. The use of materials with shape memory effect in the manufacture of aircraft: a tutorial. Samara. 2007. pp. 64. (rus.)
- [12] Costanza, G., Tata, M.E., Calisti, C. Nitinol one-way shape memory springs: Thermomechanical characterization and actuator design. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2010, 157 (1), pp. 113–117.
- [13] Barvinok V.A., Bogdanovich V.I., Groshev A.A., Plotnikov A.N., Lomovskaya O.V. Methodology for designing power drives made of shape memory material for rocket and space technology. *Bulletin of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2013. № 6. pp. 272-277. (rus.)
- [14] Abdrakhmanov S.A., Dotalieva Zh.Zh., Kozhoshov T.T., Dzholdoshbaeva M.B. Calculation of springs operating in elastic and inelastic deformation regions. *Proceedings of higher educational institutions. Mechanical engineering*. 2015. № 4 (661). pp. 3-11. (rus.)
- [15] Letenkov O.V. Calculation of an actuator consisting of a shape memory spring and a counter spring. *Novgorod State University Bulletin*. 2015. № 8 (91). pp. 73-76. (rus.)

- [16] Letenkov O.V., Filippov D.A. Calculation of the drive system: spring made of shape memory material - counter spring. International research journal. 2016. № 11 (53). pp. 77-81. (rus.)
- [17] Glushchenkov V.A., Alekhina V.K. Multi-link actuators made of shape memory material and their characteristics. Bulletin of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2017. pp. 483-488. (rus.)
- [18] Patent fund: [electronic resource]. URL: <http://www.fips.ru>

УДК 621.762

М.Г. Криницын

СЕЛЕКТИВНОЕ ЛАЗЕРНОЕ СПЛАВЛЕНИЕ ПОРОШКОВЫХ СМЕСЕЙ Cu-Ti₃AlC₂



Максим Германович Криницын,
Томский политехнический университет,
Институт физики прочности и материаловедения СО РАН
Россия, г. Томск
Тел.: (952)885-6795, E-mail: krinmax@gmail.com.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы формирования структуры при селективном лазерном сплавлении смеси порошков наноразмерной меди и МАХ-фазы Ti₃AlC₂ микронного размера. Целью было сформировать объемный композит методом селективного лазерного сплавления, в котором не происходит интенсивного разложения МАХ-фазы на иные соединения. Результаты показали, что существует достаточно узкий диапазон режимов, позволяющий сформировать требуемый композит. Формируется композиционная структура в которой МАХ-фаза распределяется в медной матрице.

Ключевые слова: аддитивные технологии, МАХ-фазы, селективное лазерное сплавление, композиционные материалы, металлокерамика

Введение

Тройные карбиды и нитриды, именуемые МАХ-фазами, формируют новый класс материалов, который обладает весьма специфическими свойствами, сочетая в себе свойства, как металлических сплавов, так и керамических материалов [1]. Подобно металлам, эти соединения показывают высокую тепловую и электрическую проводимость, а также достаточно высокую стойкость к тепловым ударам. При этом подобно керамике они обладают высоким модулем упругости, низким тепловым

коэффициентом расширения, высокой теплостойкостью и превосходной жаростойкостью. Сопротивление МАХ-фаз циклическим нагрузкам при температурах выше 1000 °С не уступает, а зачастую превосходит сопротивление циклическим нагрузкам большинства известных жаропрочных и жаростойких материалов, в том числе никелевых сплавов и сплавов на основе интерметаллидов. В совокупности с низким удельным весом эти свойства МАХ-фаз открывают широкие перспективы для их применения в различных отраслях промышленности [2].

Одни из наиболее перспективных МАХ-фаз формируются в системе Ti-Al-C. Материалы этой системы могут быть использованы как материалы с высокой прочностью и деформационной устойчивостью, в том числе при циклической нагрузке [3], а при химическом вытравливании алюминия формируются так называемые максены (MXenes), которые, благодаря своей наноламинатной структуре, могут быть использованы, в том числе для запасаения электрической энергии или водорода [4, 5]. Кроме того, МАХ-фазы системы Ti-Al-C имеют стойкость к высокотемпературному окислению и сохраняют высокие значения механических свойств даже при высоких температурах [6].

Существует несколько направлений исследования композитов, содержащих в составе МАХ-фазы системы Ti-Al-C совместно с другими соединениями, основные из которых это TiC [7] и интерметаллиды системы Ti-Al [8, 9]. Использование таких соединений обусловлено их побочным формированием в процессе синтеза МАХ-фазы, что упрощает процесс получения композиционного материала. Также встречаются композиты, в которых помимо МАХ-фазы содержатся различные металлы (медь [10], серебро [11] и пр.), никелевые сплавы [12, 13], карбид кремния [14], оксид алюминия [15] и прочие. Указанные работы подразумевают либо описанные выше технологии, используемые для синтеза МАХ-фаз (СВС, ИПС, ГИП), либо простое спекание при длительных выдержках.

Аддитивные технологии, или, иными словами, технологии 3D-печати, на сегодняшний день развиваются очень активно. Наиболее яркими представителями 3D-печати металлом являются технологии, основанные на селективном спекании или сплавлении порошковых материалов лазерными или электронными лучами. При развитии подобных аддитивных технологий, получение материалов и изделий из них с заранее заданными свойствами определяется не только свойствами исходных материалов, но и свойствами формируемого в условиях высокоэнергетического воздействия переплавленного или спечённого материала. Свойства таких материалов сильно зависят от структуры и фазового состава формируемого материала, определяемых элементным и химическим составом исходного порошкового материала, состава окружающей среды и термическими условиями, реализуемыми в ходе

высокоэнергетического воздействия, зависящими от режимов лучевого воздействия [16].

Целью данной работы являлось получение методом СЛС объемных образцов из смесей порошка МАХ-фазы Ti_3AlC_2 и меди, с последующим изучением структуры и фазового состава полученных образцов.

Методы

В качестве исходного материала использовался порошок Ti_3AlC_2 (Wuhan Golden Wing, Китай; чистота не менее 98%, $d_{50} = 10$ мкм) и меди (НПК ППТ, Россия; $d_{50} = 50$ нм). Образцы для исследований были получены аддитивным методом на установке селективного лазерного спекания/сплавания ЛУЧ-500. Данная установка разработана и создана в Томском политехническом университете и приспособлена для создания лабораторных и малогабаритных образцов по технологии СЛС. В качестве исходного материала в установке ЛУЧ-500 используется порошок, при этом бункер установки приспособлен для работы с порошками низкой текучести. На установке предусмотрена возможность варьирования различных режимов в широких пределах. Процесс печати проводился в среде аргона при обдуве рабочей области.

Морфология поверхности, а также микроструктура, сформированная в разных частях образцов, была исследована с применением сканирующего электронного микроскопа LEO EVO 50 (Zeiss, Германия) с возможностью проведения точечного микроанализа для локального определения элементного состава. Внешний вид образцов исследовался с применением средств оптической микроскопии – микроскопы ЛОМО МК-20 (ООО "ЛОМО-Микросистемы", г. Санкт-Петербург) и Axiovert 200MAT (Carl Zeiss, Германия). Фазовый состав был проанализирован рентгенодифракционным методом (Cu $K\alpha$ -излучение) на установке Shimadzu XRD 7000S, оснащенной высокоскоростным 1280-канальным детектором OneSight.

Результаты и обсуждение

Методом СЛС были получены объемные образцы из порошка (рисунок 3) из 5 слоев толщиной 100 мкм. На поверхности образцов видны треки – следы от прохода лазера. В ходе экспериментов варьировали мощность лазерного излучения и скорость линейного перемещения лазерного луча, расстояние между треками было установлено на уровне 400 мкм для всех экспериментов.

Исследование образца с применением растровой электронной микроскопии показало, что треки от лазера видны в связи с разной

структурой в разных участках образца. Области порошка, находящиеся в центре лазерного пучка в ходе СЛС, переплавляются, о чем свидетельствует существенно измененная структура порошка в данной области, представляющая собой кристаллизованные капли расплавленного материала. Судя по всему, данные капли – это карбид титана, образовавшийся в ходе разложения МАХ-фазы. Это частично подтверждается наличием только титана и углерода и отсутствием алюминия в данных областях при микроанализе.

Структура спеченного порошка в области, удаленной от центра лазерного трека, в целом соответствует структуре исходного порошка, что позволяет предположить о сохранении МАХ-фазы в данных областях.

Сохранение МАХ-фазы после СЛС возможно при относительно невысокой мощности лазерного излучения. Так, при обработке на мощности 80 Вт порошок практически полностью состоит из кристаллизованных капель карбида титана, тогда как при мощности излучения 60 Вт областей расплава практически не наблюдается. В данном случае использование меньшей мощности излучения предпочтительно как с точки зрения максимизации выхода МАХ-фазы после СЛС, так и получения наиболее плотной структуры.

Далее были получены объемные образцы при мощностях лазерного излучения от 20 до 60 Вт, образцы были отделены от подложки, затем с помощью сжатого воздуха был удален неспекшийся порошок, после чего образцы были размолоты в порошок и уже этот порошок исследовался методом рентгеноструктурного анализа. Было установлено, что все образцы имеют более 95 вес.% МАХ-фазы в своем составе, второй фазой является карбид титана.

Выбранные режимы использовались для получения образцов из смесей порошков меди и МАХ-фазы. В смеси использовались порошки Ti_3AlC_2 и нано-меди в соотношении 2 :1 по массе. Процесс СЛС проводили в среде аргона и среде азота при прочих равных режимах. Было установлено, что добавление меди приводит к формированию медных капель на поверхности образца. В целом образцы получаются более плотными и ровными не зависимо от газовой среды, в которой проводился процесс СЛС (Рис. 1).

При исследовании поперечного сечения полученных образцов было установлено, что формируется композиционная структура – частицы МАХ-фазы равномерно распределяются в медной матрице. Макроструктурно образцы характеризуются как высокопористые, однако пористость не сквозная – в структуре формируются поры закрытого типа. Такая структура говорит о наличии достаточного количества металлической матрицы для формирования непрерывного каркаса.

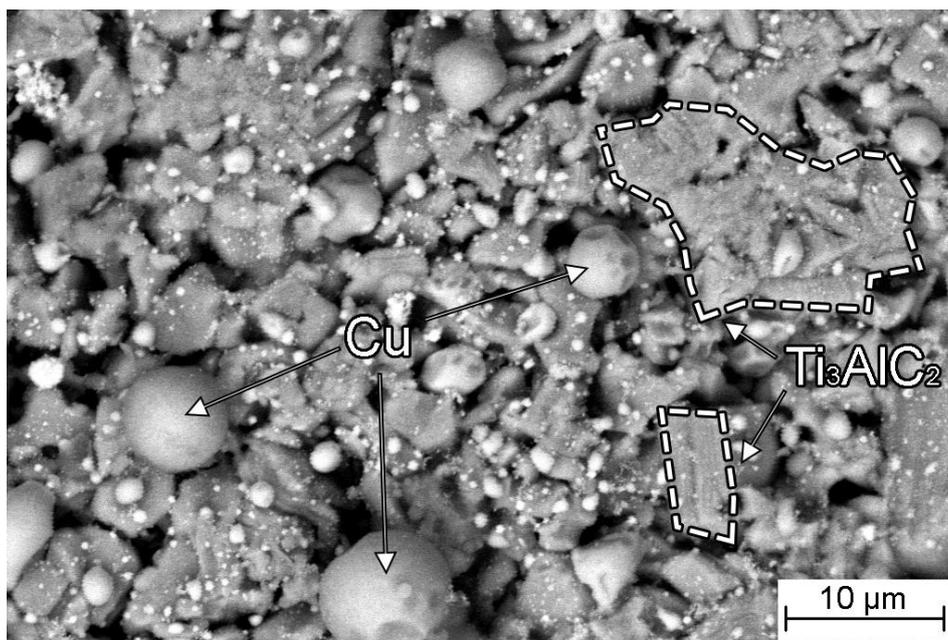


Рис. 1. Поверхность области смеси порошка Cu-Ti₃AlC₂, обработанной лазером

Не наблюдается существенных отличий в фазовом составе, а также в размере структурных элементов в зависимости от газовой среды, в которой проводился процесс, с высокой надежностью объясняемых разной газовой средой формирования образцов. Основной причиной использования азота при СЛС является уменьшения газовых пор, которые формируются в процессе сплавления и представляют собой «запечатанный» газ внутри объема образца. Однако, высокая пористость полученных образцов не позволяет говорить о залечивании таких пор в дальнейшем.

Заключение

Установлено, что при обработке чистого порошка МАХ-фазы Ti₃AlC₂ при мощности лазерного излучения 60 Вт и скорости линейного перемещения лазерного луча не менее 50 мм/с наблюдается максимальный выход МАХ-фазы в образцах после СЛС. В центре лазерного трека разрушение МАХ-фазы наиболее сильно заметно.

При обработке смесей порошков МАХ-фазы с медью на режимах, установленных для чистой МАХ-фазы, формируется более плотная композиционная структура. На поверхности формируются шаровидные капли меди, выпотевающие из нижних слоев порошка.

Для формирования более плотной структуры необходимо использовать смеси с большим содержанием металла, а также более высокую скорость с целью снижения количества и размера капель.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Томской области в рамках научного проекта № 19-48-703011.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Wang X. H., Zhou Y. C. Layered machinable and electrically conductive Ti_2AlC and Ti_3AlC_2 ceramics: a review, *Journal of Materials Science & Technology*, 2010, Vol. 26, №. 5, pp. 385-416.
- [2] Barsoum, M.W., El-Raghy T. The MAX phases: unique new carbide and nitride materials, *American Scientist*, 2000, V. 89, pp. 336-345
- [3] Barsoum M. W., Radovic M. Elastic and mechanical properties of the MAX phases, *Annual review of materials research*, 2011, Vol. 41, pp. 195-227.
- [4] Tang Q., Zhou Z., Shen P. Are MXenes promising anode materials for Li ion batteries? Computational studies on electronic properties and Li storage capability of Ti_3C_2 and $Ti_3C_2X_2$ ($X= F, OH$) monolayer, *Journal of the American Chemical Society*, 2012, Vol. 134, №. 40, pp. 16909-16916.
- [5] Shein I. R., Ivanovskii A. L. Graphene-like titanium carbides and nitrides $Ti_{n+1}C_n$, $Ti_{n+1}N_n$ ($n= 1, 2, \text{ and } 3$) from de-intercalated MAX phases: First-principles probing of their structural, electronic properties and relative stability, *Computational Materials Science*, 2012, Vol. 65, pp. 104-114.
- [6] Wang X. H., Zhou Y. C. Oxidation behavior of Ti_3AlC_2 at 1000–1400 C in air, *Corrosion Science*, 2003, Vol. 45, №. 5, pp. 891-907.
- [7] Ruan M. et al. Microstructure and Mechanical Properties of TiC/Ti_3AlC_2 In-situ Composites Prepared by Hot Pressing Method, *Materials Science Forum*, 2015, Vol. 816, pp. 200-204.
- [8] Akhlaghi M. et al. Spark plasma sintering of $TiAl-Ti_3AlC_2$ composite, *Ceramics International*, 2018, Vol. 44, №. 17, pp. 21759-21764.
- [9] Ai T. et al. Low-temperature synthesis and characterization of $Ti_2AlC/TiAl$ in situ composites via a reaction hot-pressing process in the $Ti_3AlC_2-Ti-Al$ system, *Metals and Materials International*, 2015, Vol. 21, №. 1, pp. 179-184.
- [10] Huang X. et al. Physical, mechanical, and ablation properties of $Cu-Ti_3AlC_2$ composites with various Ti_3AlC_2 contents, *Materials Science and Technology*, 2018, Vol. 34, №. 6, pp. 757-762.
- [11] Liu M. et al. Ag/Ti_3AlC_2 composites with high hardness, high strength and high conductivity, *Materials Letters*, 2018, Vol. 213, pp. 269-273.
- [12] Hu W. et al. Preparation and mechanical properties of $TiC_x-Ni_3(Al, Ti)/Ni$ composites synthesized from Ni alloy and Ti_3AlC_2 powders, *Materials Science and Engineering: A*, 2017, Vol. 697, pp. 48-54.
- [13] Hu W. et al. In-situ TiC and $\gamma'-Ni_3(Al, Ti)$ triggered microstructural modification and strengthening of Ni matrix composite by reactive hot-press sintering pure Ni and Ti_2AlC precursor, *Journal of Alloys and Compounds*, 2018, Vol. 747, pp. 1043-1052.

- [14] Guo S. et al. SiC (SCS-6) fiber-reinforced Ti_3AlC_2 matrix composites: Interfacial characterization and mechanical behavior, Journal of the European Ceramic Society, 2015, Vol. 35, №. 5, pp. 1375-1384.
- [15] Zhou W. et al. In situ synthesis, mechanical and cyclic oxidation properties of Ti_3AlC_2/Al_2O_3 composites, Advances in Applied Ceramics, 2018, pp. 1-7.
- [16] Weglowski M.St., Błacha S., Phillips A., Vacuum, 2016, Vol.130, pp.72-92.

M.G. Krinitcyn^{1,2}

SELECTIVE LASER MELTING OF Cu- Ti_3AlC_2 POWDER MIXTURES

¹ Tomsk Polytechnic University, Russia, Tomsk

² Institute of Strength Physics and Materials Science SB RAS, Russia, Tomsk

Abstract

The paper considers the formation of a structure during selective laser alloying of a mixture of nanosized copper powders and a micron-sized Ti_3AlC_2 MAX-phase. The goal was to form a bulk composite by selective laser fusion, in which there is no intense decomposition of the MAX phase into other compounds. The results showed that there is a rather narrow range of modes that allows the formation of the required composite. A composite structure is formed in which the MAX-phase is distributed in the copper matrix.

Key words: additive technologies, MAX-phases, selective laser alloying, composite materials, cermets

REFERENCES

- [1] Wang X. H., Zhou Y. C. Layered machinable and electrically conductive Ti_2AlC and Ti_3AlC_2 ceramics: a review, Journal of Materials Science & Technology, 2010, Vol. 26, №. 5, pp. 385-416.
- [2] Barsoum, M.W., El-Raghy T. The MAX phases: unique new carbide and nitride materials, American Scientist, 2000, V. 89, pp. 336-345
- [3] Barsoum M. W., Radovic M. Elastic and mechanical properties of the MAX phases, Annual review of materials research, 2011, Vol. 41, pp. 195-227.
- [4] Tang Q., Zhou Z., Shen P. Are MXenes promising anode materials for Li ion batteries? Computational studies on electronic properties and Li storage capability of Ti_3C_2 and $Ti_3C_2X_2$ (X= F, OH) monolayer, Journal of the American Chemical Society, 2012, Vol. 134, №. 40, pp. 16909-16916.

- [5] Shein I. R., Ivanovskii A. L. Graphene-like titanium carbides and nitrides $Ti_{n+1}C_n$, $Ti_{n+1}N_n$ ($n= 1, 2,$ and 3) from de-intercalated MAX phases: First-principles probing of their structural, electronic properties and relative stability, *Computational Materials Science*, 2012, Vol. 65, pp. 104-114.
- [6] Wang X. H., Zhou Y. C. Oxidation behavior of Ti_3AlC_2 at 1000–1400 C in air, *Corrosion Science*, 2003, Vol. 45, №. 5, pp. 891-907.
- [7] Ruan M. et al. Microstructure and Mechanical Properties of TiC/Ti_3AlC_2 In-situ Composites Prepared by Hot Pressing Method, *Materials Science Forum*, 2015, Vol. 816, pp. 200-204.
- [8] Akhlaghi M. et al. Spark plasma sintering of $TiAl-Ti_3AlC_2$ composite, *Ceramics International*, 2018, Vol. 44, №. 17, pp. 21759-21764.
- [9] Ai T. et al. Low-temperature synthesis and characterization of $Ti_2AlC/TiAl$ in situ composites via a reaction hot-pressing process in the Ti_3AlC_2 - Ti - Al system, *Metals and Materials International*, 2015, Vol. 21, №. 1, pp. 179-184.
- [10] Huang X. et al. Physical, mechanical, and ablation properties of $Cu-Ti_3AlC_2$ composites with various Ti_3AlC_2 contents, *Materials Science and Technology*, 2018, Vol. 34, №. 6, pp. 757-762.
- [11] Liu M. et al. Ag/Ti_3AlC_2 composites with high hardness, high strength and high conductivity, *Materials Letters*, 2018, Vol. 213, pp. 269-273.
- [12] Hu W. et al. Preparation and mechanical properties of $TiC_x-Ni_3(Al, Ti)/Ni$ composites synthesized from Ni alloy and Ti_3AlC_2 powders, *Materials Science and Engineering: A*, 2017, Vol. 697, pp. 48-54.
- [13] Hu W. et al. In-situ TiC and $\gamma'-Ni_3(Al, Ti)$ triggered microstructural modification and strengthening of Ni matrix composite by reactive hot-press sintering pure Ni and Ti_2AlC precursor, *Journal of Alloys and Compounds*, 2018, Vol. 747, pp. 1043-1052.
- [14] Guo S. et al. SiC (SCS-6) fiber-reinforced Ti_3AlC_2 matrix composites: Interfacial characterization and mechanical behavior, *Journal of the European Ceramic Society*, 2015, Vol. 35, №. 5, pp. 1375-1384.
- [15] Zhou W. et al. In situ synthesis, mechanical and cyclic oxidation properties of Ti_3AlC_2/Al_2O_3 composites, *Advances in Applied Ceramics*, 2018, pp. 1-7.
- [16] Weglowski M.St., Błacha S., Phillips A., *Vacuum*, 2016, Vol.130, pp.72-92.

УДК 621.762.4

П. А. Кузнецов¹, И. Д. Карачевцев¹, А. О. Просторова¹, В. П. Третьяков¹,
И.Н. Хрусталева¹

ТЕХНОЛОГИЯ ЭЛАСТОСТАТИЧЕСКОГО ПРЕССОВАНИЯ И ТОРЦЕВОЙ РАСКАТКИ ВЫСОКОПЛОТНЫХ СПЕЧЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ



¹Павел Алексеевич Кузнецов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: kuznetsov_pa@spbstu.ru



¹Илья Дмитриевич Карачевцев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: karachevtsev.id@edu.spbstu.ru



¹Александра Олеговна Просторова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: prostorova_ao@spbstu.ru



¹Валерий Павлович Третьяков,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: tretyakov_vp@spbstu.ru



¹Ирина Николаевна Хрусталева,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7664, E-mail: hrustaleva_in@spbstu.ru

Аннотация

Статья посвящена разработке технологии эластостатического прессования точных профилированных заготовок из порошковых материалов для последующей холодной торцевой раскатки высокоплотных спеченных изделий сложной формы.

В статье проанализированы существующие комбинированные процессы эластостатического прессования, предложена классификация получаемых изделий. Авторами проведено моделирование процесса эластостатического прессования с помощью метода конечных элементов в программе Abaqus с использованием модели Друкера-Прагера, спрогнозировано поведение порошкового материала и выбрана схема нагружения для получения требуемой геометрии детали. Разработано оригинальное устройство для последующего локального деформирования холодной торцевой раскатки изделия после спекания с целью обеспечения высокой плотности детали, которое одновременно позволяет уменьшить неравноплотность втулочной и фланцевой частей готового изделия до 3-4%.

Предложенная технология имеет низкую себестоимость из-за возможности применения для ее реализации универсальных оборудования и инструмента, а также использования сменных эластичных вкладышей при эластостатическом прессовании, что позволяет рекомендовать ее для применения в мелкосерийном производстве. Данная технология может эффективно использоваться при изготовлении высокоплотных спеченных деталей типа ступенчатых втулок, втулок с фланцем наряду с известными комбинированными технологиями.

Ключевые слова: прессование порошков, высокоплотные спеченные изделия, эластостатическое прессование, моделирование, холодная торцевая раскатка.

Введение

Получение высокоплотных спеченных изделий сложной формы конструкционного назначения является актуальной задачей. Среди различных способов получения спеченных изделий высокой плотности – динамического горячего прессования, горячего газостатического прессования и других выгодно выделяются методы, заключающиеся в предварительном прессовании заготовки в жесткой пресс-форме, её спекании и последующей холодной объемной штамповке [1-3]. Получение точной порошковой заготовки в жесткой пресс-форме фактически можно приравнять к получению готового порошкового изделия, так как эти заготовки получают на многоплунжерных пресс-автоматах. Получаемые

при этом в жестких пресс-формах низкая шероховатость и высокая точность геометрических размеров при последующей обработке далеко не всегда являются обязательными, гораздо важнее получение формы предварительной заготовки и распределение плотности в ее объеме. Указанные требования выполняются при эластостатическом прессовании. Следует отметить, что в плане получения заготовок сложной формы эластостатическое прессование имеет более широкие возможности, особенно при прессовании заготовок с наклонными и криволинейными поверхностями. При ЭСП оснастка для изготовления одинаковых изделий проще и дешевле по сравнению с жесткими пресс-формами [4-8]. Шероховатость прессовок определяется качеством поверхности соответствующего эластичного элемента и составляет в среднем Rz20-Rz40. Точность изделий, полученных ЭСП, зависит не только от точности изготовления эластичных элементов, но и от жесткости пресс-формы, возможности оборудования фиксировать требуемое усилие прессования и других факторов. Обычно точность лежит в пределах 12-10 качества. В ряде случаев такие прессовки приходится подвергать дополнительной финишной обработке (механической обработке, калибровке). В зависимости от конструктивных особенностей изделия возможно прессование его отдельных частей жесткими элементами пресс-формы при одновременном формовании всего изделия в эластичных полуформах. Такая комбинация эластичного и жесткого инструментов позволяет повысить точность прессуемых изделий, снизить их шероховатость и трудоемкость финишной обработки.

Методы

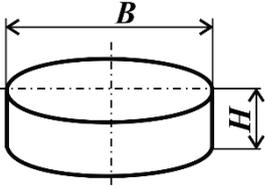
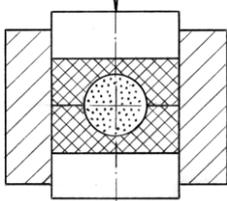
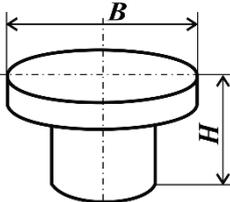
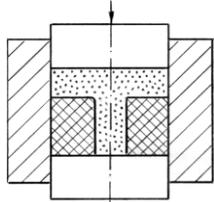
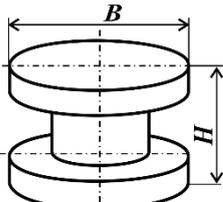
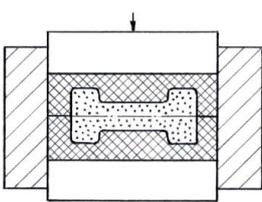
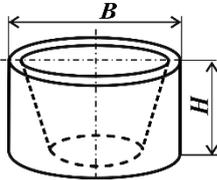
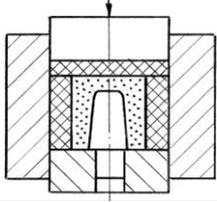
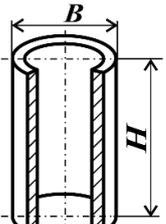
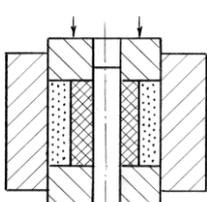
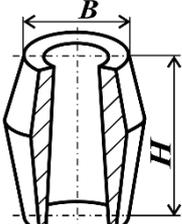
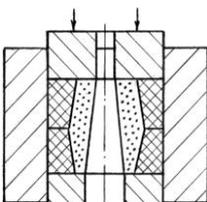
В таблице 1 представлена классификация типовых изделий, которые рекомендуется получать эластостатическим прессованием, и принципиальные схемы процессов их реализации. В зависимости от формы изделия, соотношения высоты изделия H к его минимальному поперечному размеру B можно выделить шесть основных групп сложности изделий, получаемых методом ЭСП.

При ЭСП изделий первой группы можно реализовать схему всестороннего сжатия порошкового материала. Большинство таких деталей можно прессовать в двух эластичных полуформах, помещенных в жесткий контейнер. Типичными представителями изделий первой группы сложности являются шары, ролики и т.п.

При ЭСП изделий второй группы сложности при небольших перепадах поперечных размеров и небольшой длине возможно применение схемы всестороннего сжатия. Однако в большинстве случаев для ЭСП изделий этой группы применяют схему радиального сжатия, либо

комбинированное нагружение, включающее в себя и осевое и радиальное сжатие.

Таблица 1. Классификация изделий, получаемых эластостатическим прессованием

Группа сложности изделия	Эскиз типового изделия	Принципиальная схема ЭСП	Виды и геометрические параметры изделий
I			Шары, диски, ролики, кулачки, валики; $H/B=1-5$; H до 200 мм
II			Фланцы, ступенчатые валы; $H/B=5-15$; H до 300 мм
III			Длинномерные ступенчатые валы, фигурные стержни; $H/B=10-30$; H до 400 мм
IV			Стаканы, тигли, полые сферические изделия; $H/B=5-20$; H до 300 мм
V			Втулки, трубы, изделия с отверстием простой формы; $H/B=10-30$; H до 400 мм
VI			Длинномерные трубчатые изделия произвольной формы; $H/B=10-30$; H до 400 мм

К третьей группе можно отнести изделия сплошного сечения произвольной формы с отношением длины к минимальному поперечному

размеру до 30 мм. Практически все детали этой группы прессуют по схеме радиального сжатия. Из-за значительной длины изделий, следует таким образом проектировать процесс перемещения и деформации полиуретана, чтобы исключить возможность потери устойчивости эластичного блока и самого изделия.

К четвертой группе можно отнести изделия с глухими полостями. Типичными представителями этой группы являются тигли, стаканы, изделия типа полусфера и др. В зависимости от размеров глухой полости, требований к ее шероховатости и точности такие изделия можно прессовать на оправке по схеме радиального сжатия снаружи или в матрице по схеме радиального сжатия изнутри.

К изделиям пятой группы следует отнести длинномерные изделия произвольной наружной формы со сквозными отверстиями простой формы. Характерными представителями таких изделий можно считать втулки, втулки с фланцами и другие трубчатые изделия. При прессовании применяются схемы радиального сжатия порошка на оправке снаружи, либо радиального сжатия порошкового материала изнутри с помощью эластичного формующего элемента, помещаемого в отверстие изделия.

Изделия шестой, наиболее сложной группы, имеют не только произвольную форму наружной поверхности, но и произвольную форму отверстия. Такие изделия можно спрессовать, как и в предыдущем случае, по схемам радиального сжатия снаружи или изнутри. Но для получения изделий такой сложности приходится применять разъемные матрицы или составные элементы пресс-форм.

Характерным примером предлагаемого метода может служить изготовление из порошка втулки с фланцем. Для ее изготовления в жесткой пресс-форме требуется пресс-автомат с тремя независимыми движениями инструментов. При ЭСП втулки с фланцем может быть использован универсальный гидравлический пресс.

Принципиальная схема пресс-формы для ЭСП профилированной точной заготовки втулки с фланцем показана на рисунке 1.

Прессование можно осуществлять движением пуансона 1 или 3. Движением пуансона производится прессование втулки в осевом направлении и одновременное сжатие эластичной матрицы 2, которая передает давление прессуемому порошку 5 в радиальном направлении. Поверхности торцов заготовки формуются пуансонами 1 и 3. Внутренний диаметр втулки – оправкой 4.

Современное проектирование опытной оснастки и разработку технологического процесса невозможно осуществить без предварительного моделирования процесса уплотнения порошкового материала.

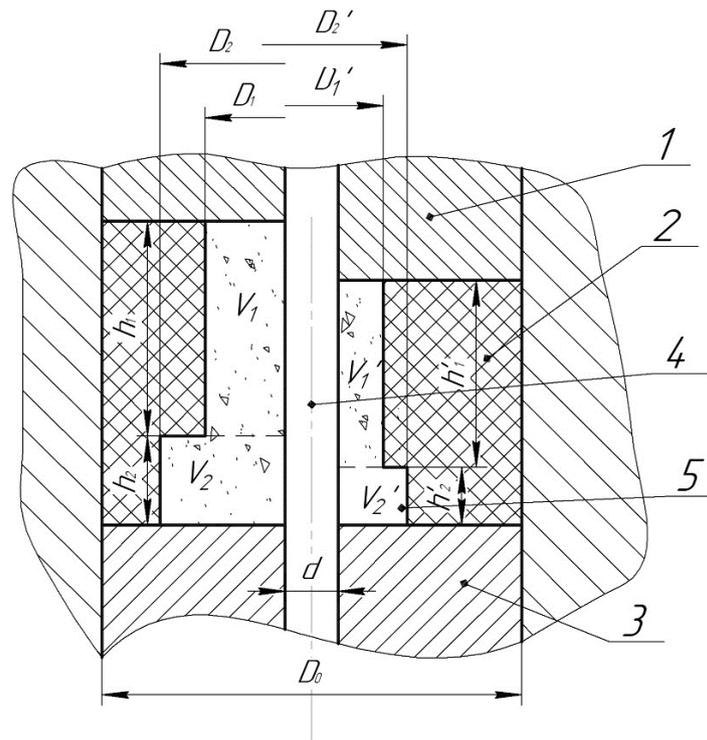


Рис. 1. Расчетная схема эластостатического прессования втулки с фланцем: 1 - верхний пуансон, 2 - эластичная матрица, 3 - нижний пуансон, 4 - оправка, 5 - порошок.

Теории и моделированию процессов деформирования порошковых и пористых материалов посвящено достаточно много научных работ [9-14]. Наиболее точно отразить механику деформации и уплотнения порошкового тела по сравнению с программными пакетами DEFORM и LS-DYNA позволяет программный пакет ABAQUS со встроенной моделью Друкера-Прагера [14, 15].

Ход пуансона и размеры камеры засыпки можно рассчитать, представив объем втулки как совокупность двух отдельно уплотняемых объемов V_1 и V_2 . Тогда расчетное перемещение пуансона Δh будет складываться из отдельно рассчитанных осевых перемещений выделенных объемов Δh_1 и Δh_2 .

Результаты

При помощи конечно-элементного расчета в программе ABAQUS была решена прямая задача моделирования. Для задания параметров уплотняемого материала была использована встроенная модель *cap plasticity*, реализующая в программе условие текучести Друкера-Прагера. Для материала эластомера использовалась модель Mooney-Rivlin. Моделирование было проведено для параметров порошкового материала ПМС-1 и полиуретана СКУ-7Л. Моделирование проводилось при давлениях прессования до 50 МПа, так как при больших значениях

давления расчет по модели эластомерных материалов Mooney-Rivlin дает большие погрешности. Полученная картина распределения относительной плотности (рис.2) свидетельствует о том, что при рассмотренных значениях давления, неравномерность его распределения в эластичной среде приводит к некоторой разноплотности фланцевой и втулочной части прессовки.

Моделирование проводилось для двух вариантов нагружения: со стороны фланца, либо со стороны торца втулки. Сравнение картин распределения относительной плотности показывает, что при прессовании со стороны фланца разноплотность составляет 2-3% (рис. 2, а), в то время как при прессовании со стороны торца втулки она достигает 4-5% (рис. 2, б). Таким образом, моделирование позволяет выбрать наиболее эффективную схему прессования и прогнозировать последующие операции комбинированной технологии.

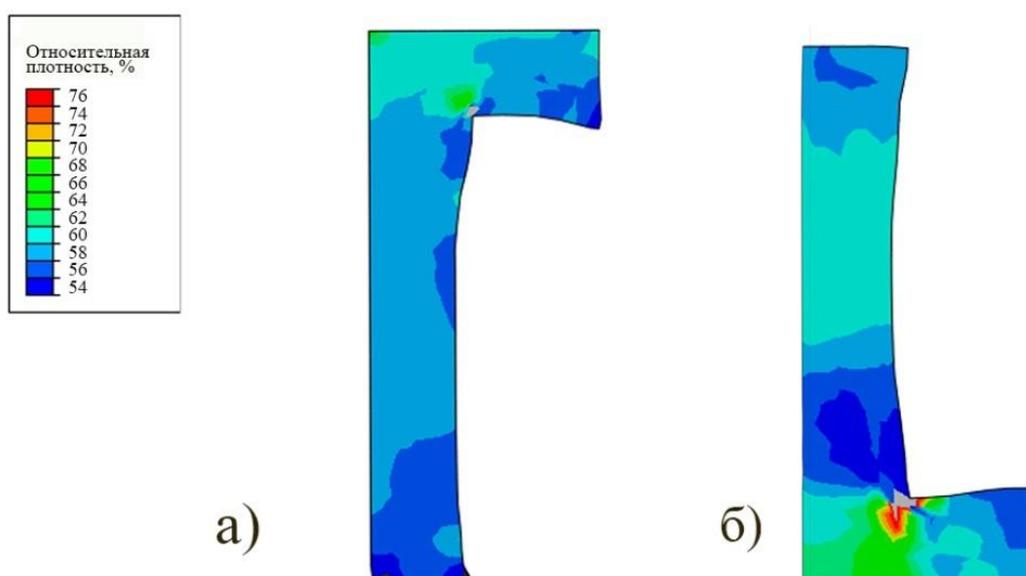


Рис. 2. Картина распределения относительной плотности в заготовках при прессовании: а) со стороны фланца; б) со стороны торца втулки

Полученная точная профилированная заготовка с целью повышения плотности и придания ей окончательной формы и размеров может быть подвергнута пластической деформации (горячей объемной штамповке, холодному выдавливанию, ротационной обработке и т. д.). Одним из эффективных способов пластической обработки является холодная торцевая раскатка [16-18]. На рисунке 3 представлена принципиальная схема торцевой раскатки полученной профилированной заготовки, обеспечивающая одновременное уплотнение фланца и втулочной части изделия, что обеспечивает получение детали повышенного качества за счет выравнивания плотности втулочной и фланцевой частей.

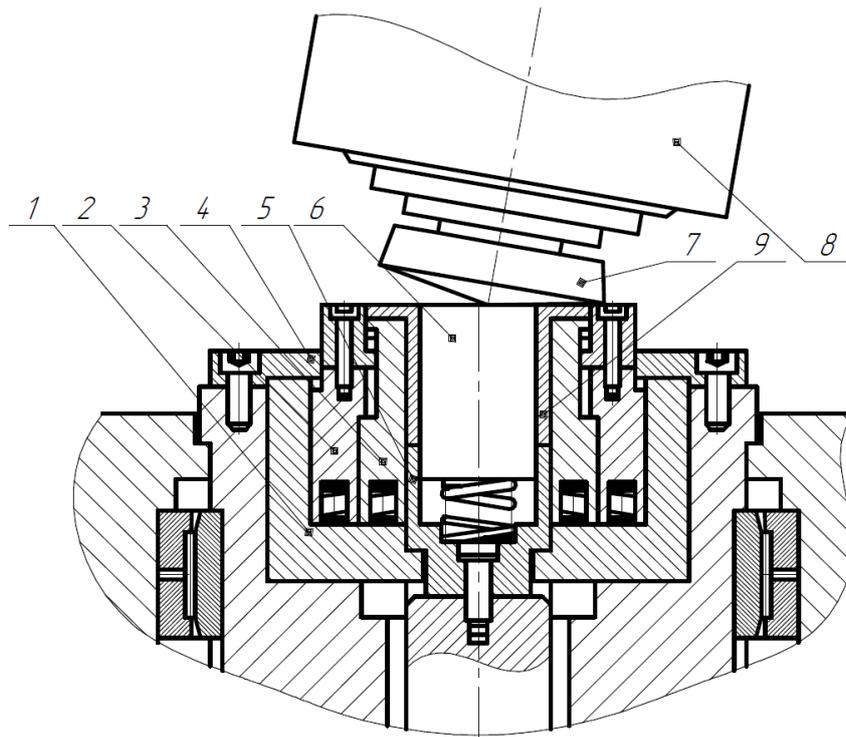


Рис. 3. Схема устройства для торцевой раскатки втулок с фланцем.

1 – шпиндель, 2 - наружная втулка матрицы, 3 - внутренняя втулка матрицы, 4 - прижим, 5 - выталкиватель 6 – оправка, 7 - раскатной валок, 8 - обойма, 9 - заготовка.

При этом средняя плотность заготовки после ЭСП, составляющая 80-85%, может быть повышена до 92-94% после раскатки.

Процесс осуществляют следующим образом. Во внутреннюю втулку 3, на оправку 6 устанавливают спеченную профилированную заготовку 9, к ее торцу подводят раскатной валок 7. Шпиндель 1 с составной матрицей приводят во вращение и осуществляют подачу раскатного валка 7. При этом начинается процесс ротационной высадки заготовки 9 и формообразование фланца. Одновременно осевое усилие начинает действовать на торцевые части втулок 2 и 3 и перемещать их в сторону опорной поверхности шпинделя 1, что приводит к осевому уплотнению втулочной части заготовки и выравниванию ее плотности относительно плотности фланца. Точность получаемого изделия обеспечивается при упоре втулок 2 и 3 в опорную поверхность шпинделя. При достижении необходимой величины бурта процесс останавливают, раскатной валок 7 возвращают в исходное положение, готовое изделие с помощью выталкивателя 5 извлекают из матрицы.

Устройство для торцевой раскатки спеченных осесимметричных изделий в виде втулок с фланцами позволяет получать детали повышенного качества за счет выравнивания плотности втулочной и фланцевой частей, неравноплотность не превышает 3-4%.

Обсуждение

Разработка комбинированного процесса изготовления конструкционных изделий из порошковых материалов, обеспечивающего получение высокоплотных деталей, включающего эластостатическое прессование профилированной заготовки, её спекание при режимах, обеспечивающих получение достаточных пластических свойств, и последующее локальное пластическое деформирование для придания заготовке окончательной формы и высокой плотности, показала, что принципы, заложенные в основу предлагаемого варианта, являются эффективными.

Во-первых, обеспечивается снижение себестоимости изготовления предварительной заготовки по сравнению с традиционным прессованием заготовок в жесткой пресс-форме на достаточно дорогих многоплунжерных прессах-автоматах. Эластостатическое прессование можно осуществлять на универсальных гидравлических прессах в недорогой оснастке со сменными эластичными вкладышами, что позволяет использовать предлагаемую технологию в мелкосерийном производстве при прессовании 10-15 тыс. штук.

Во-вторых, окончательная пластическая деформация с помощью локального процесса холодной торцевой раскатки позволяет дополнительно снизить себестоимость деталей благодаря использованию универсального инструмента (ролика) по сравнению со штампами для выдавливания или горячего динамического прессования. Кроме того, разработанное оригинальное устройство для раскатки позволяет минимизировать неравноплотность втулочной и фланцевой частей готового изделия до 3-4%. Предлагаемая технология может эффективно использоваться при изготовлении высокоплотных спеченных деталей типа ступенчатых втулок, втулок с фланцем наряду с известными комбинированными технологиями.

Заключение

Эластостатическое прессование является эффективным и сравнительно дешевым методом изостатического прессования порошковых материалов, позволяющим получать как заготовки, так и готовые изделия весьма сложной формы и достаточно высокой плотности на стандартном оборудовании – гидравлических прессах простого или двойного действия.

Компьютерное моделирование процесса эластостатического прессования позволяет подобрать оптимальную схему нагружения для достижения наименьшей разноплотности прессовки и получения

требуемой геометрии. Полученные результаты могут быть использованы для дальнейшего проектирования опытной оснастки и разработки технологического процесса.

Комбинированные технологические процессы изготовления спеченных изделий, включающие ЭСП точных профилированных заготовок и локальную пластическую деформацию спеченных заготовок, позволяют получать изделия сложной формы с остаточной пористостью не более 2-4 %, что обеспечивает высокие механические свойства изделий и расширяет область их применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Машиностроение. Энциклопедия. Том III-2. Технологии заготовительных производств. Под ред. Мануйлова В.Ф. М.: Машиностроение. 1996. 736 с.
- [2] Голенков В.А., Дмитриев А.М. Специальные технологические процессы и оборудование обработки давлением. М.: Машиностроение. 2004. 464 с.
- [3] Рудской А.И., Рыбин Ю.И., Цеменко В.Н. Теория и моделирование процессов деформирования порошковых и пористых материалов. СПб.: «Наука». 2012. 415 с.
- [4] Timokhova, M.I.: The method of quasi-isostatic pressing of ceramic and refractory products. *New Refract.* 11. 2018. pp. 18–22.
- [5] Timokhova, M.I.: Some features of the method of quasi-isostatic pressing of ceramic and refractory products. *New Refract.* 3. 2019. pp. 17–20.
- [6] Rudskoy, A.I., Tsemenko, V.N., Ganin, S.V. A study of compaction and deformation of a powder composite material of the ‘aluminum–rare earth elements’ system. *Met. Sci. Heat Treat.* 56. 2015. pp. 542–547.
- [7] Кузнецов П.А., Гоциридзе А.В., Кузнецов Р.В., Карачевцев И.Д. Эластостатическое прессование профилированных заготовок и изделий из порошковых материалов. *Кузнечно-штамповочное производство.* №9. 2020. С. 40-48.
- [8] Kuznetsov, P.A., Prostorova, A.O., Tretyakov, V.P., Yakovitskaya, M.V. Adsorption cryogenic vacuum pumps with sorbent elements based on zeolite and cooper powders. *AIP Conference Proceedings.* 2020. 2285. 040011.
- [9] Цеменко В.Н., Фук Д.В., Ганин С.А. Определение реологических характеристик и моделирование процесса экструзии порошковых и пористых материалов. Часть 1. Порошковое тело. *Научно-технические ведомости СПбГПУ.* 2(243). 2016. С. 124-133.
- [10] Цеменко В.Н., Фук Д.В., Ганин С.А. Определение реологических характеристик и моделирование процесса экструзии порошковых и

- пористых материалов. Часть 2. Пористое тело. Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2(243). 2016. С.134-143.
- [11] Borovkov A.I., Shevchenko D.V. Non-linear Finite Element Modeling of the Titanium Briguettes Hot Extrusion Process. Computational Mechanics. 2004. 7 p.
- [12] Allison, P.G., Grewal, H., Hammi, Y., Whittington, W.R., Horstemeyer, M.F. Plasticity and fracture modeling/experimental study of a porous metal under various strain rates, temperatures, and stress states. Journal of Engineering Materials and Technology. 2013. 135(4). 041008. 13 p.
- [13] Jonsén, P., Häggblad, H.A., Gustafsson, G. Modelling the non-linear elastic behavior and fracture of metal powder compacts. Powder Technol. 284(3). 2015. pp. 496–503.
- [14] Фук Д.В., Ганин С.В., Цеменко В.Н. Моделирование и исследование процесса уплотнения порошковых материалов с использованием программного пакета ABAQUS. Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2016. 1(238). С. 100–110.
- [15] Abaqus Analysis User's Guide. Volume 3: Materials. Abaqus 6.14.
- [16] Кузнецов П.А., Гоциридзе А.В., Зайцев А.М. Устройство для торцевой раскатки спеченных осесимметричных изделий. Патент на полезную модель № 154690. РФ. МПК В21Н1/00. 2015. Бюл. №24.
- [17] Aksenov, L. B., Kunkin, S. N., Potapov, N. M. Axial Rotary Forging of Inner Flanges at Thin Wall Tube Blanks. Advances in Mechanical Engineering. 2019. pp. 1-9.
- [18] Aksenov, L. B., Kunkin, S. N., Potapov, N. M. System Analysis of Cold Axial Rotary Forging of Thin-Walled Tube Blanks. Advances in Mechanical Engineering. 2021. pp. 20-29.

P.A. Kuznetsov, I.D. Karachevtsev, A.O. Prostorova, V.P. Tretyakov,
I.N. Khrustaleva

THE ELASTOSTATIC PRESSING AND ROTARY FORGING OF HIGH-DENSITY SINTERED PRODUCTS TECHNOLOGY

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the development of the technology of elastostatic pressing of precise profiled blanks of powder materials for subsequent cold rotary forging of high-density sintered products of complicated shape.

The analyze of the existing combined processes of elastostatic pressing and the classification of result products are presented. The purpose of this study is to

model the process of elastostatic pressing using the method of finite elements in the Abaqus program using the Drucker-Prager model and to predict the behavior of the powder material and selected the loading scheme to achieve the required part geometry. An original device is presented for the subsequent local deformation of the cold rotary forging of the product after sintering in order to ensure a high density of the product, which simultaneously reducing the non-uniformity of the bushing and flanged parts of the finished product to 3-4%.

The proposed technology minimize cost due to the possibility of utilizing the universal equipment and tools for its implementation, as well as the replaceable elastic inserts for elastostatic pressing, which could be recommend for use in small-scale production. It is shown that this technology allows be effectively used in the manufacture of high-density sintered parts such as step bushings, bushings with a flange, along with well-known combined technologies.

Key words: powder pressing, high-density sintered products, elastostatic pressing, modeling, cold rotary forging.

REFERENCES

- [1] Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. III-2. Procurement technologies. Ed. Manuilov V.F. M: Mechanical engineering. 1996. 736 p. (rus.)
- [2] Golenkov, V. A., Dmitriev, A.M. Special technological processes and equipment for pressure treatment. 2004. 464 p. (rus.)
- [3] Rudskoy, A. I., Rybin, Yu. I., Tsemenko, V. N. Theory and modeling of deformation processes of powder and porous materials. SPb. "Science". 2012. 415 p. (rus.)
- [4] Timokhova, M.I.: The method of quasi-isostatic pressing of ceramic and refractory products. New Refract. 11. 2018. pp. 18–22.
- [5] Timokhova, M.I.: Some features of the method of quasi-isostatic pressing of ceramic and refractory products. New Refract. 3. 2019. pp. 17–20.
- [6] Rudskoy, A.I., Tsemenko, V.N., Ganin, S.V. A study of compaction and deformation of a powder composite material of the 'aluminum–rare earth elements' system. Met. Sci. Heat Treat. 56. 2015. pp. 542–547.
- [7] Kuznetsov, P. A., Gotsiridze, A.V., Kuznetsov, R. V., Karachevtsev, I. D. Elastostatic pressing of profiled blanks and products made of powder materials. Forging and stamping production. #9. 2020. pp. 40-48. (rus.)
- [8] Kuznetsov, P.A., Prostorova, A.O., Tretyakov, V.P., Yakovitskaya, M.V. Adsorption cryogenic vacuum pumps with sorbent elements based on zeolite and cooper powders. AIP Conference Proceedings. 2020. 2285. 040011.
- [9] Tsemenko, V. N., Phuc, D. V., Ganin, S. A. Determination of rheological characteristics and modeling of the process of extrusion of powder and

- porous materials. Part 1. Powder body. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology. 2(243). 2016. pp. 124-133. (rus.)
- [10] Tsemenko, V. N., Phuc, D. V., Ganin, S. A. Determination of rheological characteristics and modeling of the process of extrusion of powder and porous materials. Part 2. The porous body. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology. 2(243). 2016. pp.134-143. (rus.)
- [11] Borovkov, A.I., Shevchenko, D.V. Non-linear Finite Element Modeling of the Titanium Briquettes Hot Extrusion Process. Computational Mechanics. 2004. 7 p.
- [12] Allison, P.G., Grewal, H., Hammi, Y., Whittington, W.R., Horstemeyer, M.F. Plasticity and fracture modeling/experimental study of a porous metal under various strain rates, temperatures, and stress states. Journal of Engineering Materials and Technology. 2013. 135(4). 041008. 13 p.
- [13] Jonsén, P., Häggblad, H.A., Gustafsson, G. Modelling the non-linear elastic behavior and fracture of metal powder compacts. Powder Technol. 284(3). 2015. pp. 496–503.
- [14] Phuc, D. V., Ganin, S. A., Tsemenko, V. N. Modeling and investigation of the compaction process of powder materials using the ABAQUS software package. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology. 2016. 1(238). pp. 100–110. (rus.)
- [15] Abaqus Analysis User's Guide. Volume 3: Materials. Abaqus 6.14.
- [16] Kuznetsov, P. A., Gotsiridze, A.V., Zaitsev, A.M. Device for Axial Rotary Forging of sintered axisymmetric products. Utility model patent No. 154690. RF. IPC B21N 1/00. 2015. Byul. No. 24. (rus.)
- [17] Aksenov, L. B., Kunkin, S. N., Potapov, N. M. Axial Rotary Forging of Inner Flanges at Thin Wall Tube Blanks. Advances in Mechanical Engineering. 2019. pp. 1-9.
- [18] Aksenov, L. B., Kunkin, S. N., Potapov, N. M. System Analysis of Cold Axial Rotary Forging of Thin-Walled Tube Blanks. Advances in Mechanical Engineering. 2021. pp. 20-29.

УДК 621.77.014

П. А. Кузнецов¹, А. О. Просторова¹, В. П. Третьяков¹, М. В. Яковицкая¹

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ ОБРАЗЦОВ НА РАСТЯЖЕНИЕ ЭЛАСТИЧНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ



¹Павел Алексеевич Кузнецов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: kuznetsov_pa@spbstu.ru.



¹Александра Олеговна Просторова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: prostorova_ao@spbstu.ru.



¹Валерий Павлович Третьяков,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: tretyakov_vp@spbstu.ru.



¹Марина Валентиновна Яковицкая,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-7537, E-mail: yakovitskaya@spbstu.ru.

Аннотация

Работа посвящена разработке экспериментально-расчетной методики испытания кольцевых образцов на растяжение раздачей на эластичных оправках. Актуальность методики состоит в возможности ее эффективного применения для оценки механической прочности различных трубчатых изделий.

Авторами разработана экспериментальная оснастка, получены расчетные зависимости для определения усилия и тангенциальных напряжений, исследован характер изменения внутреннего радиуса и толщины заготовки на примере раздачи колец из спеченного порошка на основе железа.

Методика обладает простотой в применении и дает возможность быстрой смены эластичных колец на кольца других размеров, что обеспечивает быстрый переход на испытания образцов различных диаметров. За счет способности к деформированию эластичных элементов оснастки в широких пределах данная методика применима для испытаний как малопластичных, так и пластичных материалов.

Предложенная методика испытания может быть реализована на стандартных испытательных машинах, обеспечивает хорошую повторяемость измерений и снижение стоимости экспериментов, поэтому может быть рекомендована к применению как в исследовательских, так и в заводских лабораториях.

Ключевые слова: испытания на растяжение, кольцевые образцы, спеченный материал, эластичные элементы, полиуретан, расчетная схема.

Введение

Интенсивное развитие современных технологий обработки конструкционных, инструментальных, композиционных материалов основывается на глубоком знании их физико-механических и технологических свойств [1, 2]. Точность моделирования процессов пластической деформации металлов и сплавов в значительной степени зависит от точности исследований при определении основополагающих характеристик используемых материалов [3–6].

Известные методы испытаний колец на растяжение, такие как растяжение на оправках, раздача с использованием дорна или клиньев, применяются в промышленности достаточно широко [7, 8], но имеют определенные недостатки. Эти недостатки представляют собой, в частности, сложность конструкций установок, необходимость очень точного изготовления элементов под размер испытываемых образцов, зависимость точности получаемых результатов от состава смазки, используемой при испытаниях.

Более однородная схема испытания (одноосное растяжение), а, следовательно, более высокая точность, реализуется при раздаче кольцевых образцов жидкостью, однако для реализации такой методики требуется специальная оснастка и оборудование. Применение вместо жидкости пластичного материала, например, свинца, в виде цилиндра, помещаемого внутри образца и осаживаемого при испытании, значительно упрощает

проведение эксперимента. Однако после раздачи испытуемого кольцевого образца осаженный свинцовый цилиндр приходится переплавлять. Таким образом, для каждого опыта и для образцов разных диаметров требуются отдельные оправки из свинца, что увеличивает трудоёмкость и стоимость эксперимента.

Подвижной средой, передающей давление подобно жидкости, являются эластомеры. В обработке давлением достаточно широко применяются полиуретаны [9, 10]. Вертикальное усилие прессы или испытательной машины легко преобразовать в радиальную нагрузку на заготовку или испытуемый образец [11–14], следовательно, применение эластичных сред может быть использовано при растяжении кольцевых образцов.

Большинство существующих методик исследования материалов являются экспериментально-расчетными [15–17]. В данной работе предлагается оригинальная методика испытаний на примере колец на растяжение раздачей на эластичных оправках. Разработанная методика относится к экспериментально-расчетной. В процессе проведения эксперимента при осадке эластичной оправки снимаются значения усилия на пуансоне и данные по его перемещению. В расчетной части работы строится диаграмма растяжения кольцевого образца. Расчет базируется на уравнении равновесия кольца, учитывается сжимаемость полиуретана и допускается равенство объемов тестируемого образца до и после испытания.

Методы

Для проведения исследований была разработана оригинальная конструкция оснастки для раздачи кольцевых образцов эластичными оправками. На рис. 1 представлена расчетная схема, основным элементом которой является сжимаемый в осевом направлении цилиндрический элемент (1) из полиуретана, что приводит к возникновению радиального давления в зоне полиуретанового кольца (2), непосредственно воздействующего на испытуемый кольцевой образец (3).

Объем кольцевого образца находилась по формуле:

$$V_k = 2\pi(R_0 + 0,5 \cdot S_0)S_0H, \quad (1)$$

где R_0 - радиус, S_0 - толщина, H - высота исходного кольцевого образца.

Тангенциальная деформация образца ε_τ определялась через логарифмическую зависимость:

$$\varepsilon_\tau = \ln\left(\frac{R_i + 0,5 \cdot S_i}{R_0 + 0,5 \cdot S_0}\right), \quad (2)$$

где S_i – толщина образца на каждом этапе деформации.

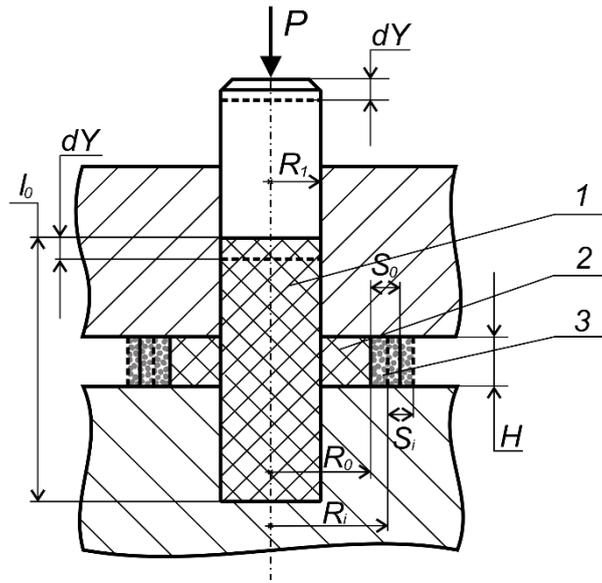


Рис. 1. Расчетная схема раздачи колец эластичной среды: 1 – цилиндрический элемент из полиуретана; 2 – полиуретановое кольцо; 3 – кольцевой образец.

Из предположения равенства объемов образца до и после эксперимента текущая толщина кольца определялась следующим образом:

$$V_k = 2\pi(R_i + 0,5 \cdot S_i)S_i H, \quad \text{откуда} \quad \frac{V_k}{2\pi H} = 0,5 \cdot S_i^2 + R_i S_i, \quad \text{и дискриминант}$$

$$\text{квадратного уравнения равнялся: } D = R_i^2 + \frac{V_k}{\pi H}.$$

Соответственно, толщина кольцевого образца на каждом этапе деформирования S_i получалась равной:

$$S_i = \sqrt{D} - R_i \quad (3)$$

Давление в полиуретане σ , которое образовывалось от сжимающего усилия пуансона, определялось следующим образом:

$$\sigma = \frac{P}{\pi R_i^2}, \quad (4)$$

где R_i – радиус пуансона.

На рис. 2 представлена схема условия равновесия сегмента кольца.

Согласно этой схеме были определены тангенциальные усилия, действующие в сечении кольцевого образца F_τ :

$$F_\tau = \sigma R_i H \quad (5)$$

Рассчитывалось тангенциальное напряжение в сечении образца σ_τ :

$$\sigma_\tau = \frac{F_\tau}{S_i H} = \sigma \frac{R_i}{S_i} \quad (6)$$

Начальный объем полиуретановых элементов оснастки V_0 :

$$V_0 = \pi R_i^2 l_0 + \pi(R_o^2 - R_i^2)H \quad (7)$$

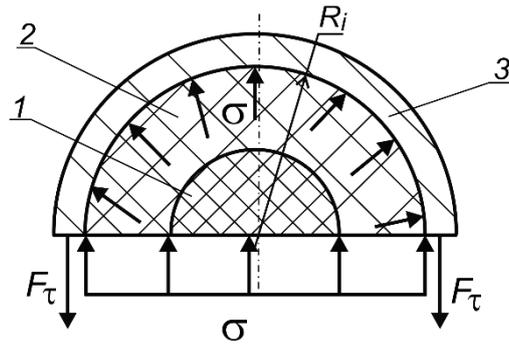


Рис. 2. Схема условия равновесия сегмента кольца: 1 – цилиндрический элемент из полиуретана; 2 – полиуретановое кольцо; 3 – кольцевой образец.

С учетом сжимаемости полиуретана на каждом этапе деформации определялся объем полиуретановых элементов V_i :

$$V_i = V_0 \left(1 - \frac{\sigma}{K_{об}} \right), \quad (8)$$

где $K_{об}$ — модуль объемной сжимаемости полиуретана [18]. С другой стороны, объем равнялся:

$$V_i = \pi R_1^2 (l_0 - dY) + \pi (R_i^2 - R_1^2) H, \quad (9)$$

где l_0 — исходная высота полиуретанового цилиндра.

Тогда внутренний радиус исследуемого образца на i -том этапе деформации R_i составил:

$$R_i = \sqrt{\frac{V_i - \pi R_1^2 (l_0 - dY - H)}{\pi H}} \quad (10)$$

Таким образом, имея значения величины осадки dY и усилие P , находили усилие в полиуретане по формуле 4, начальный объем полиуретановых элементов и объем этих же элементов под давлением получались через зависимости 7 и 8, по формулам 3 и 10 находились значения внутреннего радиуса и толщины кольца в процессе деформирования, а значения тангенциальной деформации образца и тангенциального напряжения, действующего на образец при деформировании, получали с помощью зависимостей 2 и 6 соответственно.

Расчетная часть предложенной методики заключалась в обработке и анализе полученных данных и производилась с помощью специально созданной для проводимых испытаний компьютерной программы, которая учитывала сжимаемость полиуретана, возможный разброс данных измерений в сериях из нескольких опытов, и автоматически определяла доверительный интервал для полученных результатов.

На рис. 3 представлен эскиз оригинальной оснастки, использованной для проведения экспериментального исследования. Конструкция состояла из верхней (2) и нижней (1) полуматриц. Вертикальное усилие испытательной машины, приложенное к пуансону (3), приводило к осевой

деформации полиуретанового цилиндра (4), что в свою очередь приводило к передаче радиального давления на сменное полиуретановое кольцо (5) и приводило к раздвигу испытываемого образца 6, т.е. к его растяжению.

Для создания гарантированного зазора между торцами полуматриц и торцами испытываемого кольцевого образца и предотвращения его вертикального сжатия было использовано дистанционное мерное регулировочное кольцо (7). Центрирующий защитный обод (8) позволял точно совместить верхнюю и нижнюю полуматрицы, а также выполнял защитную функцию для предотвращения вылета осколков образца в случае его разрушения при деформировании.

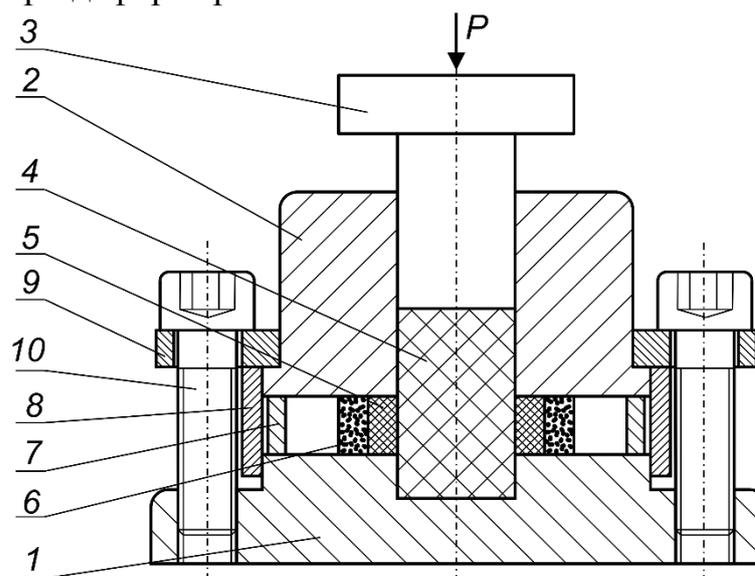


Рис. 3. Схема экспериментальной оснастки.

Прижимной фланец (9) и фиксирующие болты (10) применялись для стягивания полуматриц и придания конструкции жесткости и фиксации зазора между торцами испытываемого кольца.

Результаты

Испытания проводились на испытательной машине Zwick Z005 (производства компании Zwick/Roell, Германия). Испытывались спеченные кольцевые образцы с исходными радиусом, толщиной и высотой 15, 5 и 10 мм соответственно, спрессованные из порошка марки ПЖ4М2. Пористость испытываемых образцов составляла 15%. В процессе испытаний фиксировались показания величины осадки dY и усилие P .

Формующие элементы, примененные в конструкции, были выполнены из полиуретана марки СКУ-7Л, модуль объемной сжимаемости которого лежит в пределах 1640-1960 МПа [18], при расчетах модуль сжимаемости принимался равным 1800 МПа.

Оригинальная оснастка, примененная для проведения испытаний, дала возможность получить данные по усилию и перемещению с необходимой точностью, а также показала хорошую работоспособность и удобство в использовании.

Испытания показали, что сжимаемость полиуретана мало влияет на величину тангенциальной деформации кольцевого образца при невысоких напряжениях в эластичном формирующем элементе.

По результатам проведенных исследований была получена зависимость тангенциального напряжения σ_τ в испытанном кольцевом образце от тангенциальной деформации (рис. 4). Графики, представленные на рис. 5, показывают изменения внутреннего радиуса кольцевого образца R_i (кривая *b*), его толщины S_i (кривая *a*), а также поведение тангенциального растягивающего усилия F_τ (кривая *c*) в сечении образца в процессе его раздачи в зависимости от величины хода ползуна.

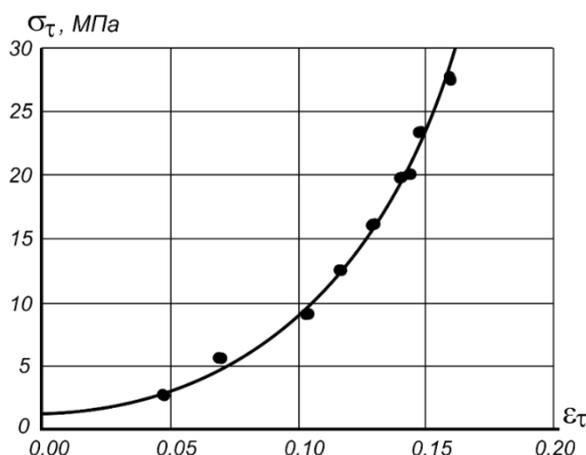


Рис. 4. Зависимость тангенциального напряжения σ_τ в образце от тангенциальной деформации ϵ_τ .

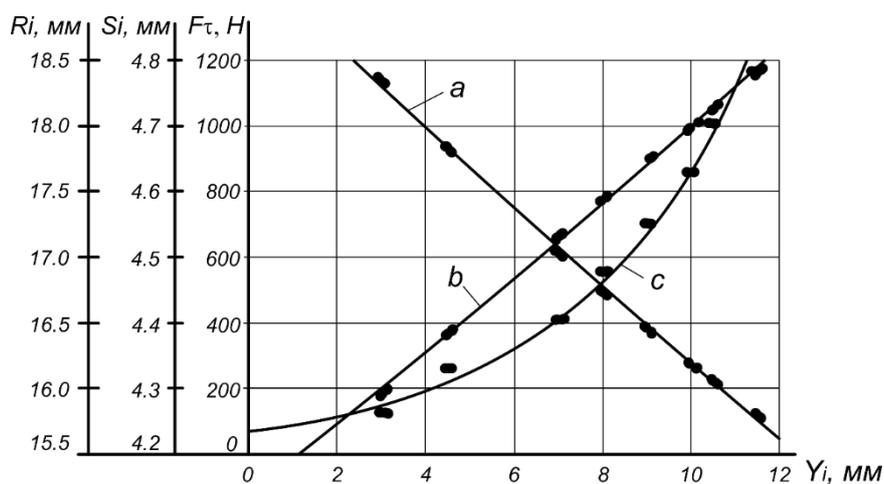


Рис. 5. Зависимости изменения измеряемых величин при раздаче кольца от величины вертикального хода пуансона Y_i : *a* - толщины образца S_i , *b* - внутреннего радиуса образца R_i , *c* - тангенциального растягивающего усилия F_τ в сечении образца.

Для кольцевых образцов из спеченного малопластичного порошка марки ПЖ4М2, на которых испытывалась предлагаемая методика, полученные зависимости показали, что образцы выдерживают радиальную растягивающую деформацию до 16% без разрушения.

Обсуждение

При испытании кольцевых образцов, особенно из малопластичных материалов, наиболее точные результаты дают способы, основанные на растяжении образца внутренним давлением, равномерно распределенным по всей внутренней поверхности кольца. Использование жидкости в качестве деформирующей среды может дать наилучший результат. Однако для реализации такого способа требуется сложное оборудование.

Раздача кольцевого образца пластичной средой, например, свинцом, делает реализацию единичного опыта более простой, но при необходимости серии испытаний требуется подготовить большое количество свинцовых цилиндров определенного диаметра. Кроме того, не удаётся полностью избежать искажения формы кольцевого образца, что приводит к некоторой неточности результатов.

Применение эластичной среды позволяет избавиться от указанных трудностей, т.е. использовать деформирующие элементы оснастки из полиуретана можно многократно. Естественно, эластичные среды не требуют такого строгого уплотнения как жидкость.

При переходе на испытание кольцевого образца другого диаметра в предлагаемой методике необходимо поменять только сменное кольцо из полиуретана. Кроме того, применение такого сменного кольца позволяет равномерно воздействовать на внутреннюю поверхность испытываемого кольца в течение всего испытания без искажения формы последнего. Искривляется только центральный эластичный цилиндр, который преобразует осевое усилие испытательной машины в радиальное усилие испытания.

В ряде методик при растяжении кольцевых образцов предусмотрены измерения изменений диаметра кольцевого образца, что требует дополнительных устройств и вносит дополнительные погрешности в расчеты. Предлагаемая методика является экспериментально-расчетной, опыты могут быть проведены на стандартной испытательной машине, имеющей запись вертикальных усилия и перемещения пуансона.

Заключение

Трубчатые изделия – втулки, стаканы и др. являются самыми распространенными конструкционными деталями. Предлагаемую методику можно эффективно использовать для оценки механической прочности различных трубчатых изделий.

Деформацию полиуретана можно осуществлять в широких пределах – до 50-60%, что обеспечивает возможность испытаний не только малопластичных, но и пластичных материалов.

Особенностью предлагаемой методики является технологическая простота осуществления испытаний и надёжность конструкции оснастки. Благодаря этому обеспечивается хорошая повторяемость измерений и снижение стоимости экспериментов, поэтому разработанную методику можно рекомендовать для использования как в исследовательских, так и в заводских лабораториях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Машиностроение. Энциклопедия. Том III-2. Технологии заготовительных производств. / Под ред. Мануйлова В.Ф. М : Машиностроение. 1996. 736 с.
- [2] Рудской А.И., Рыбин Ю.И., Цеменко В.Н. Теория и моделирование процессов деформирования порошковых и пористых материалов. СПб : Наука. 2012. 416 с.
- [3] Allison, P.G., Grewal, H., Hammi, Y., Whittington, W.R., Horstemeyer, M.F. Plasticity and fracture modeling/experimental study of a porous metal under various strain rates, temperatures, and stress states. *Journal of Engineering Materials and Technology*. 2013. 135(4). 041008. 13 p.
- [4] Tsemenko, V.N., Ganin, S.V., Phuc, D.V. Research and simulation of the deformation process of dispersion-hardened powder in a capsule. *Mater. Phys. Mech.* 25(1). 2016. pp. 68–76.
- [5] Jonsén, P., Häggblad, H.A., Gustafsson, G. Modelling the non-linear elastic behaviour and fracture of metal powder compacts. *Powder Technol.* 284(3). 2015. pp. 496–503.
- [6] Rudskoy, A.I., Tsemenko, V.N., Ganin, S.V. A study of compaction and deformation of a powder composite material of the ‘aluminum–rare earth elements’ system. *Met. Sci. Heat Treat.* 56. 2015. pp. 542–547.
- [7] ГОСТ 25.603-82. Методы механических испытаний композиционных материалов с полимерной матрицей.
- [8] Пономарев В.М., Каткевич В.А. Устройство для испытания на прочность кольцевых образцов. Авт. свидетельство СССР № 1732226. Кл. G01 N3/08. Бюллет. № 17. 1992.

- [9] Kuznetsov, R.A., Kuznetsov, P.A. A new way of manufacturing bimetal products on the basis of the technology of casting with crystallization under pressure. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119–127.
- [10] Gotsiridze A.V., Kuznetsov P.A., Prostorova A.O., Tretyakov V.P. The Application of the Tubular Sorbing Elements Based on the Composition Powders of Zeolites in Adsorption Cryogeno-Vacuum Pumps. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 212–219.
- [11] Timokhova, M.I.: Industrial technology for the automated production of grinding balls by quasi-isostatic pressing. 2012. Refract. Ind. Ceram. 52(6), pp. 389–392.
- [12] Hoffman, D., Singh, B., Thomas III, J. Handbook of Vacuum Engineering and Technology. M.: TECHNOSPHERE. 2011. 736 p.
- [13] Kuznetsov P.A., Prostorova A.O., Tretyakov V.P., Yakovitskaya M.V. Adsorption cryogenic vacuum pumps with sorbent elements based on zeolite and copper powders. AIP Conference Proceedings. 2020. 2285. 040011.
- [14] Мамутов В.С., Мамутов А.В., Блажевич В.В., Курятников А.А. Штамповка полиуретаном мембран из особо тонколистовых металлов. Современное машиностроение: Наука и образование. 2019. С. 685-695.
- [15] Chris P. Dick, Yannis P. Korkolis. Mechanics and full-field deformation study of the Ring Hoop Tension Test. International Journal of Solids and Structures. 51. 2014. pp. 3042-3057.
- [16] Andreiev A., Golovko O., Frolov I., Nürnberger F., Oliver L., Schaper M., Grydin O. Testing of pipe sections. Component-oriented testing. 2015. 57(2015)7-8. pp. 643-648.
- [17] Ожигов Л.С., Митрофанов А.С., Савченко В.И., Вьюгов П.Н., Крайнюк Е.А. Определение пластичности металлических труб малых диаметров в тангенциальном направлении. Заводская лаборатория. Диагностика материалов. Т. 80. № 3. 2014. С. 60–62.
- [18] Мамутов А.В., Мамутов В.С. Расчеты процессов штамповки подвижными средами при помощи комплекса LS-DYNA. Научно-технические ведомости СПбГПУ: Наука и образование. №2 (147). 2012. С. 127-131.

P.A. Kuznetsov, A.O. Prostorova, V.P. Tretyakov, M.V. Yakovitskaya

TENSILE TEST METHOD OF RING SPECIMENTS BY ELASTIC ELEMENTS

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the development of an experimental-computational method for tensile testing of annular specimens by spreading on elastic mandrels. The relevance of the method lies in the possibility of its effective application to assessment the mechanical strength of various tubular products.

The authors have developed experimental equipment, obtained calculated dependences for determining the force and tangential stresses, investigated the nature of the change in the inner radius and thickness of the testing rings using the example of the distribution of rings made of sintered iron-based powder.

The technique is easy to use and allows quick change of elastic rings to rings of other sizes, which provides a quick transition to testing samples of different diameters. Due to the ability to deform the elastic elements of the tooling in a wide range, this method is applicable for testing both low-plasticity and plastic materials.

The proposed test method can be implemented on standard testing machines, provides good repeatability of measurements and reduces the cost of experiments, therefore, it can be recommended for use both in research and in factory laboratories.

Key words: tensile tests, ring specimens, sintered material, elastic elements, polyurethane, design diagram.

REFERENCES

- [1] Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. III-2. Procurement technologies. Ed. Manuilov V.F. M: Mechanical engineering. 1996. 736 p. (rus.)
- [2] Rudskoy A.I., Rybin Yu.N., Tsemenko V.N. Theory and modeling of deformation processes of powder and porous materials. SPb. Sci. 2012. 416 p. (rus.)
- [3] Allison, P.G., Grewal, H., Hammi, Y., Whittington, W.R., Horstemeyer, M.F. Plasticity and fracture modeling/experimental study of a porous metal under various strain rates, temperatures, and stress states. Journal of Engineering Materials and Technology. 2013. 135(4). 041008. 13 p.
- [4] Tsemenko, V.N., Ganin, S.V., Phuc, D.V. Research and simulation of the deformation process of dispersion-hardened powder in a capsule. Mater. Phys. Mech. 25(1). 2016. pp. 68–76.
- [5] Jonsén, P., Häggblad, H.A., Gustafsson, G. Modelling the non-linear elastic behaviour and fracture of metal powder compacts. Powder Technol. 284(3). 2015. pp. 496–503.
- [6] Rudskoy, A.I., Tsemenko, V.N., Ganin, S.V. A study of compaction and deformation of a powder composite material of the ‘aluminum–rare earth elements’ system. Met. Sci. Heat Treat. 56. 2015. pp. 542–547.

- [7] GOST 25.603-82. Methods for mechanical testing of composite materials with a polymer matrix. (rus.)
- [8] Ponomarev V.M., Katkevich V.A. Device for testing the strength of ring specimens. Auth. certificate of the USSR No.1732226. CL. G01 N3/08. Bullet. No.17. 1992. (rus.)
- [9] Kuznetsov, R.A., Kuznetsov, P.A. A new way of manufacturing bimetal products on the basis of the technology of casting with crystallization under pressure. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119–127.
- [10] Gotsiridze A.V., Kuznetsov P.A., Prostorova A.O., Tretyakov V.P. The Application of the Tubular Sorbing Elements Based on the Composition Powders of Zeolites in Adsorption Cryogeno-Vacuum Pumps. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 212–219.
- [11] Timokhova, M.I.: Industrial technology for the automated production of grinding balls by quasi-isostatic pressing. 2012. Refract. Ind. Ceram. 52(6), pp. 389–392.
- [12] Hoffman, D., Singh, B., Thomas III, J. Handbook of Vacuum Engineering and Technology. M.: TECHNOSPHERE. 2011. 736 p.
- [13] Kuznetsov P.A., Prostorova A.O., Tretyakov V.P., Yakovitskaya M.V. Adsorption cryogenic vacuum pumps with sorbent elements based on zeolite and copper powders. AIP Conference Proceedings. 2020. 2285. 040011.
- [14] Mamutov V.S., Mamutov A.V., Blazhevich V.V., Kuryatnikov A.A. Polyurethane stamping of membranes made of extra thin sheet metals. Modern mechanical engineering: Science and education. 2019. pp. 685-695. (rus.)
- [15] Chris P. Dick, Yannis P. Korkolis. Mechanics and full-field deformation study of the Ring Hoop Tension Test. International Journal of Solids and Structures. 51. 2014. pp. 3042-3057.
- [16] Andreiev A., Golovko O., Frolov I., Nürnberger F., Oliver L., Schaper M., Grydin O. Testing of pipe sections. Component-oriented testing. 2015. 57(2015)7-8. pp. 643-648.
- [17] Ozhigov L.S., Mitrofanov A.S., Savchenko V.I., Vyugov P.N., Krainyuk E.A. Determination of the plasticity of metal pipes of small diameters in the tangential direction. Factory laboratory. Diagnostics of materials. T.80. No.3. 2014. pp. 60–62. (rus.)
- [18] Mamutov A.V., Mamutov V.S. Calculations of the processes of stamping with mobile media using the LS-DYNA complex. SPbSPU Scientific and Technical Bulletin: Science and Education. No.2 (147). 2012. pp. 127-131. (rus.)

УДК 621.73.011

В.С.Мамутов¹, А.В.Мамутов², К.С.Арсентьева³, В.В.Блажевич⁴

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНАЯ ДИАГРАММА ПРЕДЕЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКИ



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
Тел.: 1-313-5296856, E-mail: a.mamutov@yahoo.com.



³Арсентьева Ксения Сергеевна
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: xenia.ars@gmail.com.



⁴Блажевич Владимир Владимирович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: blazhevich_vv@mail.ru

Аннотация

Разработана и обоснована расчетно-экспериментальная методика получения диаграммы предельных деформаций тонколистового металла для процессов электрогидроимпульсной формовки. В основу положен тест листового металла на выдавливание импульсным давлением жидкости. В экспериментах и расчетах использованы матрица с круглым отверстием,

матрицы с овальными и прямоугольным отверстиями для листового образца из низкоуглеродистой стали IF диаметром 149 мм. Измерялась толщинная деформация, а соотношения между двумя главными деформациями определялись конечно-элементным расчетом на основе известной кривой деформационного упрочнения материала. Простота измерений, отсутствие сетки на поверхности образца являются достоинствами предлагаемой методики. Сделаны оценки линейности пути деформирования точек образца и определена скорость деформаций.

Ключевые слова: электрогидроимпульсная формовка листовых металлов, диаграмма предельных деформаций, отсутствие измерительной сетки на поверхности образца, оценка линейности пути деформирования, скорость деформаций

Введение

Современное проектирование процессов листовой штамповки деталей сложной формы связано с конечно-элементными (КЭ) расчетами процесса формоизменения и напряженно-деформированного состояния (НДС) заготовки. К таким деталям относятся корпусные и конструкционные детали автомобилей, элементы аэрокосмической техники и др. В процессе проектирования необходимо на основе анализа параметров НДС при помощи выбранного критерия разрушения контролировать возможность нарушения сплошности заготовки. Если такая проблема в процессе формоизменения возникает, то необходимо изменять геометрию инструмента, делать замену материала заготовки. Наиболее часто для оценки возможного разрушения используется диаграмма предельных деформаций (Forming Limit Diagram – FLD), представляющая зависимость между первой и второй главными деформациями, соответствующими моменту разрушения [1]. Стюарт П. Килер (Stuart P. Keeler) впервые предложил эмпирические критерии разрушения заготовки для правой части диаграммы, когда вторая главная деформация положительна [2]. Момент начала разрушения определялся как момент начала пластической неустойчивости или момент, когда становится видна шейка. Позже Гортон М. Гудвин (Gorton M. Goodwin) получил аналогичные данные для случая, когда вторая главная деформация отрицательна – левая часть диаграммы [3]. Следует отметить, что практически все КЭ комплексы, применяемые для расчета листовой штамповки: AutoForm, LS-DYNA, FormingSuite и ряд других, используют FLD для оценки разрушения заготовки.

Одним из эффективных методов штамповки сложных по форме листовых, в том числе крупногабаритных автомобильных деталей, является электрогидроимпульсная (ЭГИ) штамповка [4]. При этом импульсное нагружение заготовки жидкостью позволяет получать точные

детали за счет уменьшения складкообразования и пружинения заготовки при снижении стоимости технологической оснастки и сроков подготовки производства, что определяет эффективность ЭГИ штамповки при изготовлении опытных и мелкосерийных изделий.

Высокая наукоемкость процесса требует значительных затрат на исследования, обеспечивающих эффективное практическое применение. Поэтому реально исследование и применение ЭГИ штамповки в настоящее время имеет место в США [5-7] и в Китае [8-9].

Одной из важных задач, решаемых в этих исследованиях, является оценка предельной штампуемости различных, в том числе автомобильных материалов в условиях ЭГИ штамповки. В ряде работ, например в статье [10], отмечается, что FLD при высокоскоростных испытаниях значительно отличается от FLD, полученной в условиях квазистатических испытаний. Однако это может быть следствием не только высокой скорости деформации, но и влияния сопутствующих волновых процессов. В литературных источниках данный важный момент практически не отражен. Поэтому **целью данных исследований** являлось разработка и апробация методики получения диаграммы предельных деформаций, адекватно прогнозирующей разрушение листовой заготовки в условиях ЭГИ штамповки.

Методы и подходы к решению задачи

Обоснование метода получения диаграммы предельных деформаций

Способы экспериментального получения FLD по существу представляют собой разрушение заготовки образца при измеряемых деформациях. Наиболее популярным является тест Наказимы (K. Nakazima [11]), тест Марсиньяка (Z. Marciniak [12]), а также известный с начала 20 века гидравлический тест на выпучивание: Hydraulic Bulge Test или Viscous Pressure Forming (VPF) [13], когда зажата по фланцу заготовка формируется до момента разрушения давлением жидкости. Испытания Наказимы и Марсиньяка отличаются друг от друга в основном формой пуансона – цилиндрическим с полусферическим концом и цилиндрическим с плоским торцом и с закругленными краями соответственно. Его часто называют комбинированным названием – тест Наказимы-Марсиньяка.

Компоненты тензора деформаций: первая главная деформация (ε_1) и вторая главная деформация (ε_2) определяются для всех типов тестов обычно математической обработкой изменения размеров сетки или узора, нанесенного на поверхность образца. В тесте Наказимы-Марсиньяка варьирование второй главной деформации осуществляется за счет симметричного вырезания круговых надрезов разного диаметра сбоку

круглой в плане листовой заготовки при фиксированных параметрах оснастки. В гидравлическом тесте на выпучивание исходный образец не изменяется, а варьируется форма матрицы, круглая, эллиптическая, щелевая.

При помощи теста Наказимы-Марсиньяка за счет высокой скорости перемещения пуансона можно осуществить динамическое испытание материала, но получение скоростей деформаций больше $(1...5) \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$, которые существенно меньше, чем при ЭГИ штамповке [4], практически невозможно. Невозможность корректного получения таких скоростей деформаций также определяется влиянием волнового характера взаимодействия жестко-упругих пуансона, матрицы и прижима с тестируемым образцом. Скорости деформаций, характерные для ЭГИ штамповки, можно получить, комбинируя нагружение образца импульсным давлением жидкости с использованием VPF испытания. При этом трение образца о пуансон не будет влиять на результаты испытания. Однако вид FLD зависит от пути деформаций, и для сложных путей вид данной кривой может быть другим. Поэтому в процессе испытания нужно также обеспечить близкий к линейному путь деформирования.

Экспериментальное оборудование и оснастка

Исследования проводились на модернизированной установке ПЭГ-25 со следующими основными параметрами: максимальное напряжение заряда конденсаторной батареи – 32 кВ, емкость конденсаторной батареи – 50 мкФ, собственная индуктивность – 5 мкГ, максимальная погрешность задания напряжения разряда – 7...10 %; усилие прижима – 20...250 кН.

Чтобы одновременно обеспечить высокую скорость деформирования образца и близкий к линейному путь деформирования, применялась разрядная камера относительно большого объема с диаметром выходного сечения на уровне разрядного промежутка электродов 485 мм с величиной разрядного промежутка примерно 30...35 мм. Эскиз экспериментальной оснастки представлен на рисунке 1, а.

Для реализации VPF теста использованы четыре типа матриц (рис. 1, п. 8): круглая с внутренним диаметром 100 мм, овальная с размерами 38×100 мм, овальная с размерами 50×100 мм, прямоугольная с размерами 35×100 мм (рисунок 1, б).

Внешний диаметр матрицы соответствовал диаметру образца, равного 149 мм по стандарту Наказимы. Планировалось, что формовка в круглое отверстие матрицы обеспечит вариант испытания: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$, прямоугольная – вариант $\varepsilon_2 = 0$, а овальные матрицы дадут две промежуточные точки правой части диаграммы Килера-Гудвина.

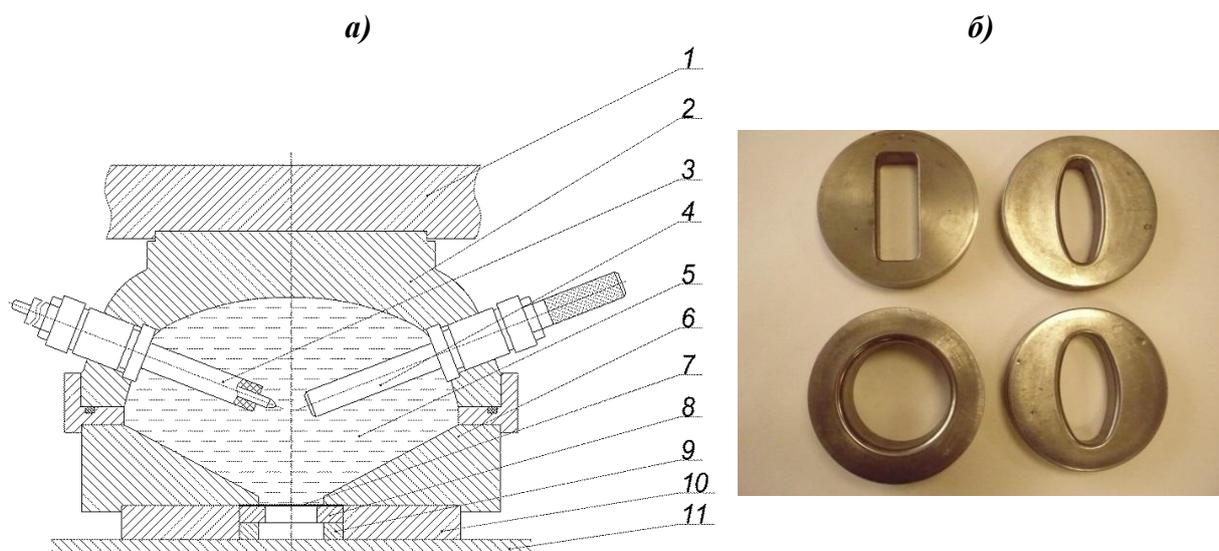


Рис. 1. Экспериментальная оснастка:

а: 1 – верхняя плита гидравлического прижима; 2 – разрядная камера; 3,4 – электроды; 5 – рабочая жидкость, 6 – конусная насадка, 7 – листовой образец, 8 – матрица, 9 – подложка, 10 – плита подкладная, 11 – нижняя плита гидравлического прижима

б: матрицы для реализации VPF теста

Импульсное испытание образцов

Испытания проводились на сталях, предназначенных для кузовных деталей автомобилей. При этом подбиралась минимальная энергия разряда ЭГИ установки, при которой происходило разрушение образцов. Пример разрушенных образцов показан на рисунке 2.



Рис. 2. Примеры образцов после импульсного VPF теста: *а, б* – валидные испытания, *в, з* – не валидные испытания

Полученные испытания считались валидными, если разрушение происходило в купольной части образца (пример – рис. 3, *а, б*). Для круглых в плане купола образцов разрушение практически всегда происходило в центре купола. Для овальных форм вид и место разрушения

сильно зависели от уровня энергии разряда. При правильном выборе энергии испытания были валидными (рис. 3, б), а при завышенной энергии разряда разрушение может начинаться на кромке матрицы (рис. 3, в). С учетом погрешности задания напряжения заряда батареи и некоторого разброса характеристик неиницированного плазменного разряда между электродами необходимо было близко приблизиться к условиям разрушения и осуществить достаточное количество испытаний, чтобы получить валидные образцы.

Методика построения FLD

Принцип построения FLD взят аналогично, как это описано в работе [14] для получения диаграммы предельных деформаций при штамповке эластичными средами. На разрушенном образце визуально определяется граница шейкообразования. На максимально близком расстоянии к этой границе скобой с индикатором часового типа измеряется толщина заготовки h в 5...10 местах. Затем вычисляется средняя толщинная деформация:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_h = \ln(h_0/h).$$

Для круглого в плане отверстия имеет место осесимметричное деформированное состояние. По величине третьей главной деформации из условия примерного равенства при пластическом деформировании нулю первого инварианта тензора деформаций определяются другие компоненты тензора логарифмических деформаций:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3/2.$$

Для получения других точек FLD при известной величине толщинной деформации необходимо знать соотношение двух других главных деформаций ($\varepsilon_1 / \varepsilon_2$). Такое соотношение можно получить из компьютерного расчета деформирования образца, задав кривую деформационного упрочнения материала и закон импульсного давления.

Пример получения экспериментально-расчетной диаграммы предельных деформаций в условиях ЭГИ штамповки сделан для кузовной автомобильной стали IF (российский аналог 08КП) толщиной 0.74 мм.

Кривая деформационного упрочнения аппроксимирована степенной зависимостью

$$\sigma_s = k_d \cdot B \cdot \varepsilon_i^m,$$

где σ_s – напряжение текучести материала, ε_i – интенсивность тензора логарифмических деформаций, k_d – коэффициент динамичности, который брался при динамическом испытании $k_d = 1.2$ по аналогии со сталью 08КП [15]. Параметры степенной аппроксимации: $B = 554$ МПа, $m = 0.227$.

Результаты

Диаграмма предельных деформаций в виде отдельных точек для стали IF толщиной 0.74 мм представлена на рисунке 3. С учетом методики построения диаграммы данные точки, представляющие валидные испытания, имеют некоторый статистический разброс по обеим координатам. Для получения одного валидного испытания требуется 5...10 импульсных испытаний и, соответственно, образцов. Кривая, проведенная через данные точки, представляет FLD для данного материала и может быть использована в технологических расчетах.

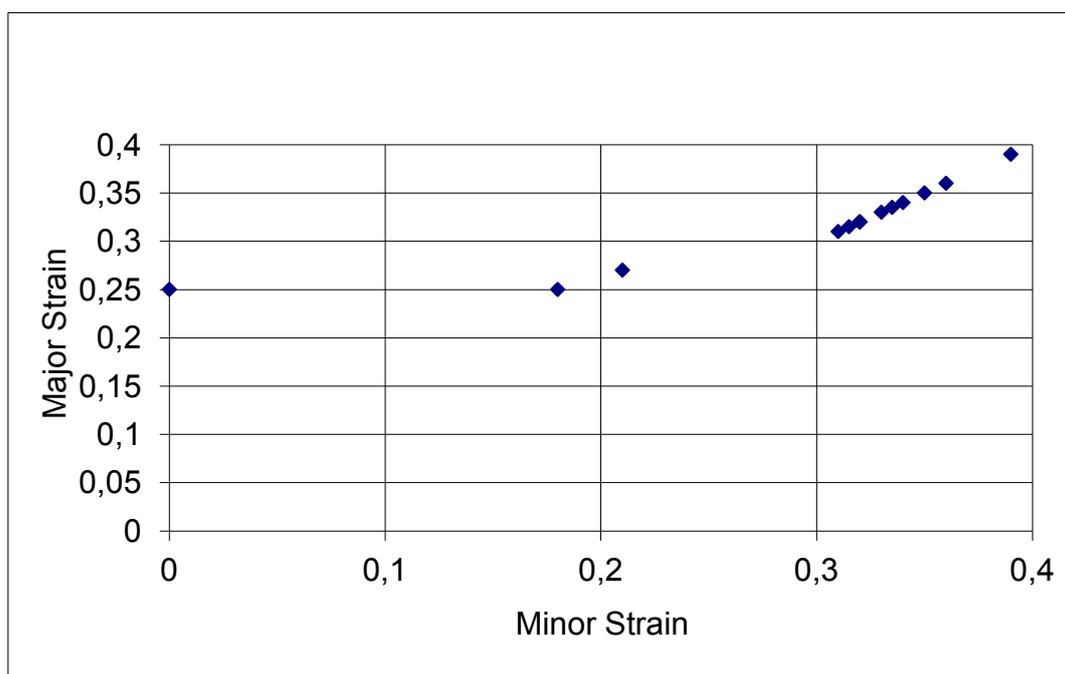


Рис. 3. Зависимость первой главной деформации от второй главной деформации вблизи кромки разрушения образцов из стали IF толщиной 0.74 мм

Для оценки пригодности полученной FLD для технологических расчетов оценим линейность пути деформирования и величину скорости деформаций. Для этого использовался универсальный конечно-элементный комплекс LS-DYNA 971. При расчетах материал заготовки считался изотропным, а модель материала бралась: MAT_POWER_LAW_PLASTICITY, в соответствии со степенным законом упрочнения, указанным выше. Для заготовки применена модель моментной оболочки. Коэффициент кулоновского трения задавался $\mu = 0.15$. Рассматривались два варианта давления на заготовку: с фронтом 20 мкс и характеристическим временем 70 мкс (короткий импульс), а также с фронтом 80 мкс и характеристическим временем 3 мс (длинный импульс). Второй вариант примерно соответствовал параметрам давления

в опытной разрядной камере. Для реализации первого варианта было необходимо изменить параметры разрядного контура или уменьшить размер разрядной камеры. Разные разряды приводили к разному характеру разрушения заготовки (рисунок 4).

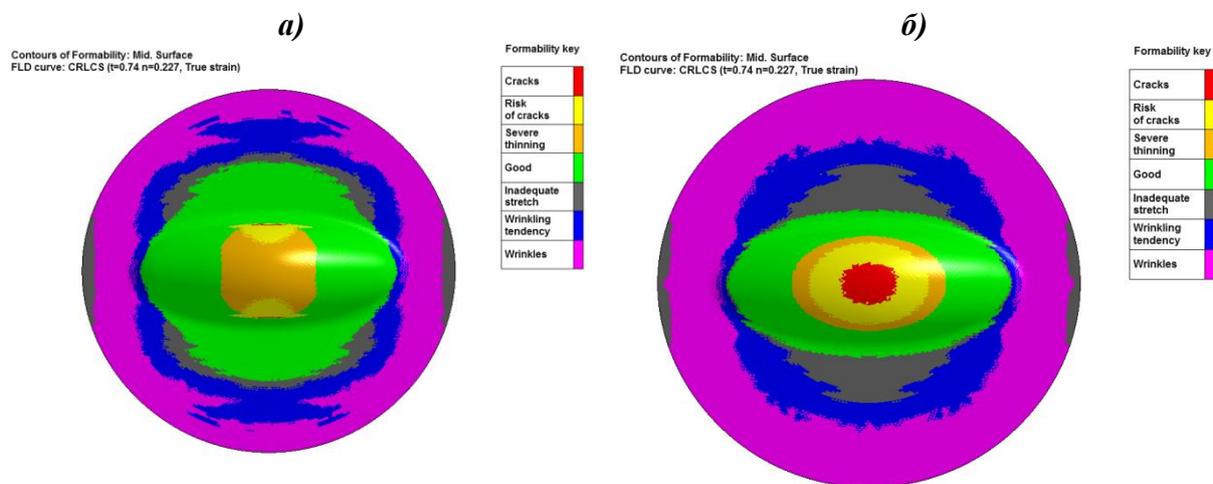


Рис. 4. Разрушение при «коротком» и «длинном» импульсах

Если для варианта с «длинным» импульсом разрушение происходит в центре образца (аналогично рисунку 2, б), то для варианта с «коротким» импульсом разрушение ожидается сбоку при сбеге с радиуса закругления матрицы (аналогично рисунку 2, а). Поэтому параметры давления должны четко соответствовать размерам и форме оснастки.

Сделана проверка вида пути деформирования и скорости деформаций для варианта «длинного» импульса (рисунок 5).

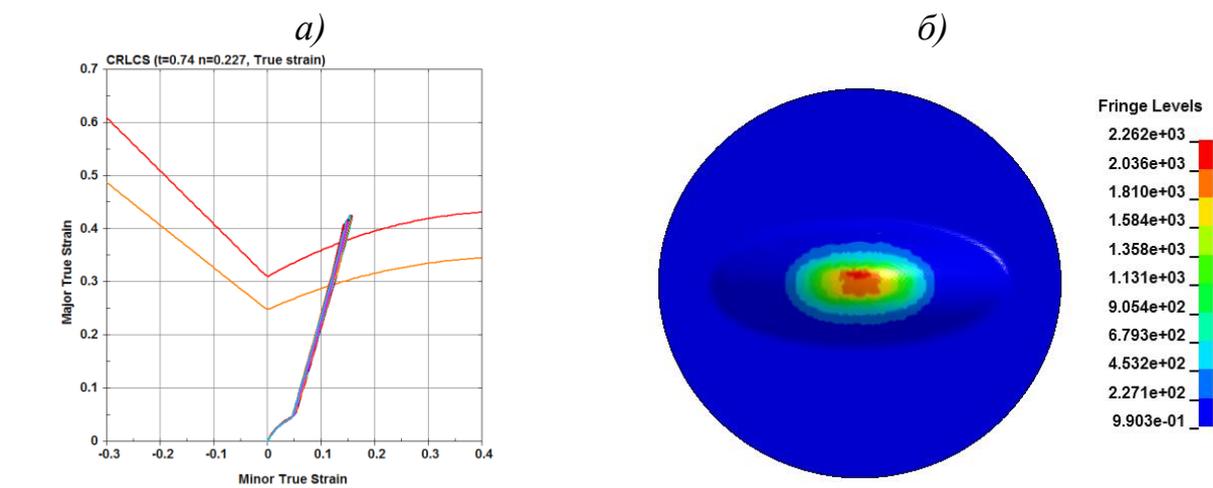


Рис. 5. Пути деформирования (а) и скорость деформации в момент разрушения образца (б)

Пути деформирования, сделанные для набора конечных элементов в центре образца (рисунок 5, а), позволяют говорить о линейности пути деформирования. Из рисунка 5, б видно, что скорости деформации при испытании имеют величины порядка $2 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$, что характерно для ЭГИ штамповки.

Обсуждение

Представленные выше методики и результаты получены практически впервые. Определенные экспериментальные и теоретические моменты требуют доработки. Это определяется относительно сложной теорией и особенностями физико-механического процесса ЭГИ штамповки.

Заключение.

Разработана и апробирована на примере автомобильной стали IF методика получения диаграммы предельных деформаций, адекватно прогнозирующая разрушение листовой заготовки в условиях ЭГИ штамповки. Показано, что в рамках разработанных испытаний имеет место линейность пути деформирования, а скорости деформаций в момент, предшествующий разрушению заготовки, достигают величины порядка $2 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Dorel Banabic. Sheet Metal Forming Processes. Constitutive Modelling and Numerical Simulation. Springer Heidelberg Dordrecht, London – New York, 2010, 301 p.
- [2] Keeler S.P. Rating the Formability of Sheet Metal. Metal Progress, Vol. 90 (October 1966), pp. 148–153.
- [3] Goodwin G.M. Application of Strain Analysis to Sheet Metal Forming Problems in the Press Shop. Presented at SAE Automotive Engineering Congress, Detroit (January 1968), paper 680093, 8 p.
- [4] Тараненко М.Е. Электрогидравлическая штамповка: теория, оборудование, техпроцессы. Харьков: Изд-во ХАИ, 2011. 272 с.
- [5] Hassenjadasl, A., Green, D.E., Golovashchenko, S.F., Samei, J. and Maris, C., 2014. Numerical Modeling of Electrohydraulic Free-Forming and Die-Forming of DP590 steel, Journal of Manufacturing Processes, Vol. 16, pp. 391 – 404.
- [6] Mamutov, A.V., Golovashchenko, S.F., Mamutov, V.S. and Bonnen, J.J.F., 2015. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 219, pp. 84-100.

- [7] Jenab, A., Green, D.E., Alpas, A.T., and Golovashchenko, S.F., 2018. Experimental and numerical analyses of formability improvement of AA5182-O sheet during electro-hydraulic forming. *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 255, pp. 914-926.
- [8] Woo, M., Song, W.-J., Kang, B.-S., and Kim, J., 2019. Evaluation of formability enhancement of aluminum alloy sheet in electrohydraulic forming process with free-bulge die. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. Vol. 101, pp.1085–1093.
- [9] Xiong, L., Liu, Y., Yuan, W., Huang, S., Li, H., Lin, F., Pan, Y., and Ren, Y., 2020. Cyclic shock damage characteristics of electrohydraulic discharge shockwaves. *Journal of Physics D: Applied Physics*, Vol. 53, 185502, pp. 1-14.
- [10] Persy J.N. The effect of strain rate on the forming limit diagram for sheet metal. *Annals of CIPP*, 1980, vol. 29, N1, pp.131–132.
- [11] Marciniak Z., Kuczynski K. Limit strain in the process of stretch forming sheet metal, *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 9, 1967, pp. 609–620.
- [12] Nakazima, K, Kikuma, T, Hasuka, K., 1971, Study on the formability of steel sheets, *Yawata Tech. Rep.*, 284, pp. 678-680. [13] Keeler S.P. Rating the Formability of Sheet Metal. *Metal Progress*, Vol. 90 (October 1966), pp. 148–153.
- [13] Liu, J., Ahmetoglu, M., and Altan, T. Evaluation of sheet metal formability, viscous pressure forming (VPF) dome test. *J. Mat. Proc. Techn.*, Vol. 98, 2000, pp. 1–6.
- [14] Mamutov V.S., Mamutov A.V., Kunin S.N., Arsenyeva X.S. Method of obtaining FLD for using in simulation of metal forming by movable media. *St.Petersburg Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University Journal*. St.Petersburg: SPbPU Publ., 2016, N3 (249), pp. 111–117.
- [15] Вагин В.А., Здор Г.Н., Мамутов В.С. Методы исследования высокоскоростного деформирования металлов. – Минск: Изд-во «Наука и техника», –1990.– 208 с.

V. S. Mamutov¹, A.V. Mamutov², X. S. Arsenyeva¹, V. V. Blazhevich¹

COMBINED EXPERIMENTAL-CALCULATED FORMING LIMIT DIAGRAM FOR DESIGN OF ELECTRO-HYDRAULIC STAMPING

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

²University of Auckland, USA.

Abstract

Combined experimental-numerical method of obtaining forming limit diagram of thin-sheet metal for processes of electro-hydraulic forming has been developed and substantiated. It is based on testing sheet metal for extrusion with impulse pressure of a liquid. In experiments and calculations, a sheet sample of low-carbon steel IF with a diameter of 149 mm as well as dies with round, oval, and rectangular openings were used. The thickness strain was measured and the ratios between the two major strains were determined by finite element calculation based on the known strain hardening curve of the material. The ease of measurement and the absence of a grid on the surface of the sample are the advantages of the proposed technique. Estimates of linearity of strain path of sample points are performed and strain rate is determined.

Key words: electro-hydraulic forming of sheet metals, forming limit diagram, absence of mesh on sample surface, assessment of deformation path linearity, strain rate.

REFERENCES

- [1] Dorel Banabic. Sheet Metal Forming Processes. Constitutive Modelling and Numerical Simulation. Springer Heidelberg Dordrecht, London – New York, 2010, 301 p.
- [2] Keeler S.P. Rating the Formability of Sheet Metal. Metal Progress, Vol. 90 (October 1966), pp. 148–153.
- [3] Goodwin G.M. Application of Strain Analysis to Sheet Metal Forming Problems in the Press Shop. Presented at SAE Automotive Engineering Congress, Detroit (January 1968), paper 680093, 8 p.
- [4] Taranenko M. E. Electrohydraulic stamping: theory, equipment, technical processes. Kharkiv: KHAI Publishing House, 2011. 272 p.
- [5] Hassennejadasl, A., Green, D.E., Golovashchenko, S.F., Samei, J. and Maris, C., 2014. Numerical Modeling of Electrohydraulic Free-Forming and Die-Forming of DP590 steel, Journal of Manufacturing Processes, Vol. 16, pp. 391 – 404.
- [6] Mamutov, A.V., Golovashchenko, S.F., Mamutov, V.S. and Bonnen, J.J.F., 2015. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 219, pp. 84-100.
- [7] Jenab, A., Green, D.E., Alpas, A.T., and Golovashchenko, S.F., 2018. Experimental and numerical analyses of formability improvement of AA5182-O sheet during electro-hydraulic forming. Journal of Materials Processing Technology, Vol. 255, pp. 914-926.
- [8] Woo, M., Song, W.-J., Kang, B.-S., and Kim, J., 2019. Evaluation of formability enhancement of aluminum alloy sheet in electrohydraulic

- forming process with free-bulge die. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. Vol. 101, pp.1085–1093.
- [9] Xiong, L., Liu, Y., Yuan, W., Huang, S., Li, H., Lin, F., Pan, Y., and Ren, Y., 2020. Cyclic shock damage characteristics of electrohydraulic discharge shockwaves. *Journal of Physics D: Applied Physics*, Vol. 53, 185502, pp. 1-14.
- [10] Persy J.N. The effect of strain rate on the forming limit diagram for sheet metal. *Annals of CIPP*, 1980, vol. 29, N1, pp.131–132.
- [11] Marciniak Z., Kuczynski K. Limit strain in the process of stretch forming sheet metal, *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 9, 1967, pp. 609–620.
- [12] Nakazima, K, Kikuma, T, Hasuka, K., 1971, Study on the formability of steel sheets, *Yawata Tech. Rep.*, 284, pp. 678-680. [13] Keeler S.P. Rating the Formability of Sheet Metal. *Metal Progress*, Vol. 90 (October 1966), pp. 148–153.
- [13] Liu, J., Ahmetoglu, M., and Altan, T. Evaluation of sheet metal formability, viscous pressure forming (VPF) dome test. *J. Mat. Proc. Techn.*, Vol. 98, 2000, pp. 1–6.
- [14] Mamutov V.S., Mamutov A.V., Kunin S.N., Arsentyeva X.S. Method of obtaining FLD for using in simulation of metal forming by movable media. *St.Petersburg Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University Journal*. St.Petersburg: SPbPU Publ., 2016, N3 (249), pp. 111–117.
- [15] Vagin V. A., Zdor G. N., Mamutov V. S. *Methods of investigation of high-speed deformation of metals.* – Minsk: Publishing house "Science and Technology", – 1990. – 208 p.

УДК 621.7.092

М.В. Новоселов¹, А.И. Попов², М.М. Радкевич³

ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОЕ ПОЛИРОВАНИЕ КОРОНАРНЫХ СТЕНТОВ



¹Михаил Викторович Новоселов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(982)126-2286, E-mail: mikhail_novo@mail.ru.



²Александр Иннокентьевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: popov_ai@spbstu.ru.



³Михаил Михайлович Радкевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: radkevich_mm@spbstu.ru.

Аннотация

Статья посвящена исследованию возможностей струйного электролитно-плазменного полирования при обработке поверхностей коронарных стентов. Целью работы является оценка возможностей использования струйной электролитно-плазменной обработки при полировании коронарных стентов и определение условий, при соблюдении которых можно получить качественную поверхность с низким уровнем шероховатости. В работе исследуются возможности полирования поверхностей металлических коронарных стентов из стали L605. Работа производилась на опытной установке струйного электролитно-

плазменного полирования. Исследованы особенности полирования поверхности коронарных стентов с применением различных схем электролитно-плазменной обработки. Выбраны оптимальные технологические режимы и электролит для обработки подобных изделий. Проведен анализ поверхности обработанного коронарного стента с помощью микроскопа. Продемонстрирована возможность применения электролитно-плазменной струйной обработки как метода финишной обработки коронарных стентов и подобных изделий.

Ключевые слова: стент, коронарный стент, финишная обработка, технологии полирования, электролитно-плазменная обработка, электролитно-плазменное полирование.

Введение

Одной из важнейших областей развития машиностроения является производство оборудования и развитие технологий для медицины. Существует широкий спектр требований, касающихся поверхностей металлических деталей для медицинского применения. Поэтому необходимы методы и технологии, улучшающие качество поверхности подобных изделий из разных материалов [1,2]. К ним относятся и электрохимические технологии, в том числе электролитно-плазменные.

Среди электролитно - плазменных технологий находят свое применение методы обработки изделий погружением в электролитическую ванну, струйные методы, а также комбинированное их применение [3-9]. Данные технологии позволяют обрабатывать изделия с высоким качеством поверхностного слоя и производить обработку сложных криволинейных поверхностей и полостей [1-6,10,11]. Изделием с подобной конструкцией являются коронарные стенты (рис. 1) [12,13].

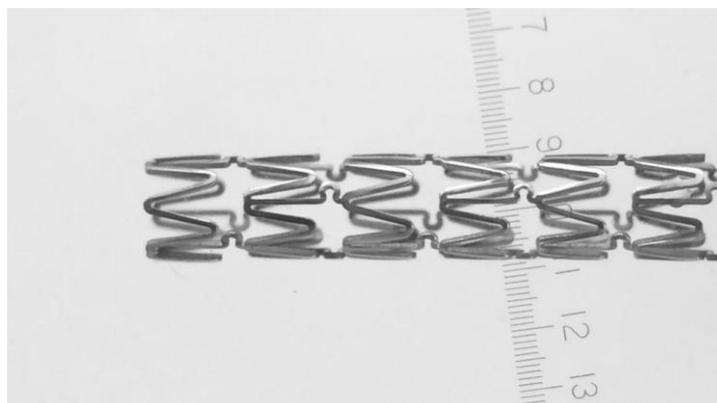


Рис. 1. Коронарный стент.

Изготовление медицинских имплантов и других мелких изделий, часто высокой точности и особой формы, требует применения специфичных технологий, широко применяются электрофизические технологии [14-17]. Сложность формы таких изделий при малых размерах значительно затрудняет обработку стентов и последующее нанесение на них специальных модифицирующих покрытий [16,17]. Причем качество поверхности коронарных стентов оказывает значительное влияние на их биосовместимость [18]. Методом струйного электролитно-плазменного полирования возможна обработка любой по сложности формы изделия с обеспечением высокой производительности, электролиты легко утилизируются, при этом качество поверхностного слоя и шероховатость удовлетворяют требованиям [10-15].

Целью работы является оценка возможностей использования струйной электролитно-плазменной обработки при полировании коронарных стентов и определение условий, при соблюдении которых можно получить качественную поверхность с низким уровнем шероховатости.

Задачами работы являются: выбор оптимальной схемы и режимов обработки стента, выбор электролита, оценка вольт - амперной характеристики, исследование изменения формы изделия после обработки.

Методы

Обработка производилась на опытной установке струйной электролитно-плазменной полировки при использовании различных схем обработки наружной и внутренней поверхности стента [3].

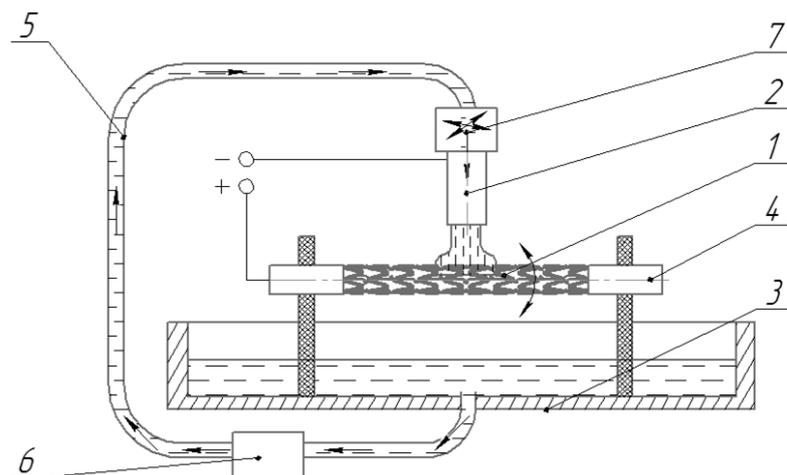


Рис. 2. Принципиальная схема опытной установки струйной электролитно-плазменной обработки: 1 – заготовка, 2 – полый катод с системой подачи электролита, 3 – ванна для стока электролита, 4 – механизм закрепления и вращения заготовки, 5 – трубопровод для подачи электролита, 6 – система очистки, 7 – блок горизонтального и вертикального перемещения катода.

Используемый метод струйной обработки имеет более высокую точность и производительность обработки поверхностей за счет возможности локальной обработки поверхности и программирования перемещения области электролитной плазмы по поверхности изделия [3,4].

Отработку технологических режимов проводили на пластинах из нержавеющей стали AISI 304. Зафиксировано, что лучшее качество поверхности образцов при струйной электролитно-плазменной обработке находится в пределах от 200-280В. Поверхность при этом имеет высокую отражательную способность, а параметр шероховатости равен Ra 0,1-0,08мкм. [1-4].

Выбор состава и концентрации электролита производился с помощью серии опытов электролитно-плазменного полирования в ванне.

В качестве электролита использовался раствор сернокислого аммония ((NH₄)₂SO₄) (22 г/л) с добавлением лимоннокислого аммония ((NH₄)₃C₆H₅O₇) (12 г/л). Электролит нагревался до температуры T = 80°±3° С. Поддержание температуры осуществлялось с помощью термоконтроллера, с точностью 0,1° С. Скорость потока (w, л/ч) электролита фиксировалась ротаметром с погрешностью расхода 2% и составляла 0,4 л/ч. Напряжение (U, В) на образцах устанавливалось с шагом в 20 вольт (200- 300 В).

В качестве образцов взяты трубки - заготовки для стентов из стали L605 и коронарные стенты диаметром 1,8 мм с толщиной стенки 0,1 мм, выполненные по технологии лазерной резки. Геометрические параметры были замерены с помощью микрометра Mitutoyo Digmatic для малых диаметров (погрешность измерений 2 мкм). Для исследования поверхности коронарных стентов после электролитно-плазменного полирования использован микроскоп.

Результаты исследований

В ходе проведенной работы было исследовано несколько возможных схем обработки методом струйной электролитно-плазменной полировки. Всего было проведено четыре опыта с различной конструкцией приспособлений: с полным погружением в электролитическую ванну, с частичным погружением в электролитическую ванну, полировка с использованием внутренней оправки, полировка в центрах.

Наилучшее качество поверхности образцов было зафиксировано при применении схемы струйного электролитно-плазменного полирования с закреплением в центрах с погружением в электролит или без (с, d). В результате для дальнейших опытов использовалась последняя схема без погружения изделия в электролит. Причем для лучшего позиционирования

и качества обработки, стент был установлен на оправку из тонкой медной проволоки. Визуализация схемы представлена на рисунке 4.

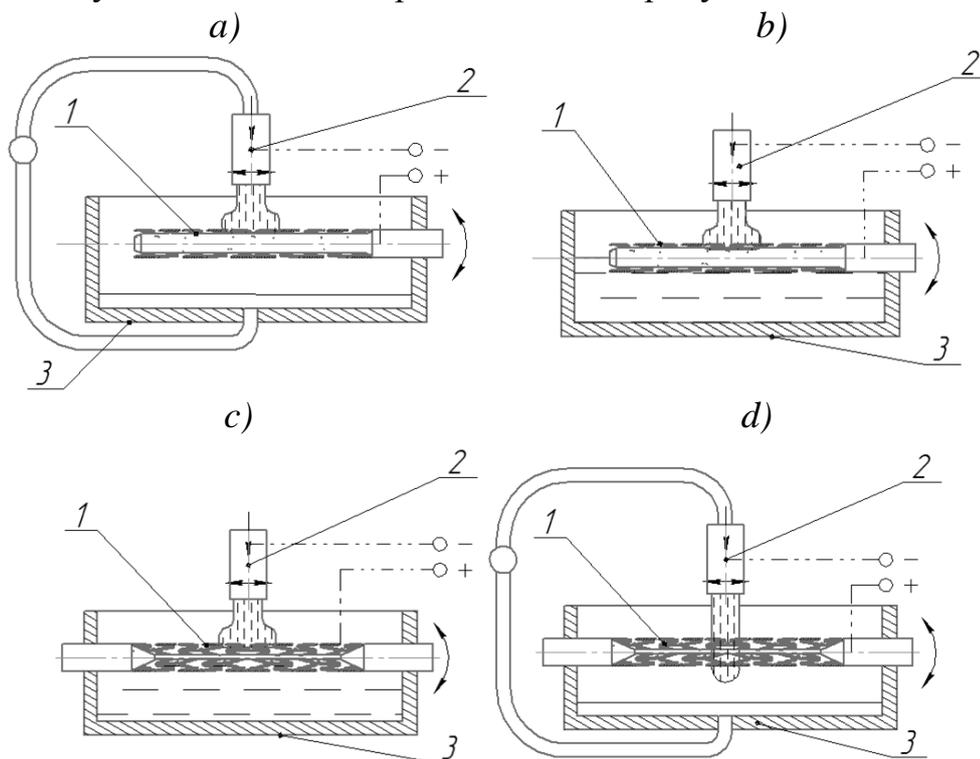


Рис. 3. Исследованные схемы обработки стентов: *a)* на оправке без погружения в электролит, *b)* на оправке с погружением в электролит, *c)* в центрах с погружением в электролит, *d)* в центрах без погружения в электролит. 1 – образец для полировки, 2 – полый токоподвод, 3 – ванна для электролита.

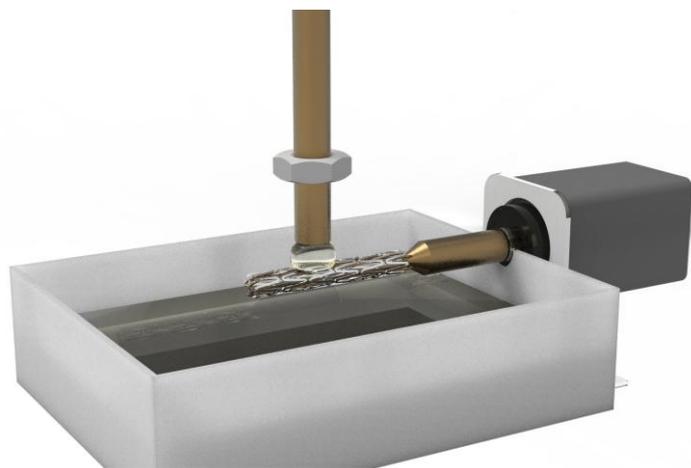


Рис. 4. Визуализация обработки коронарного стента методом электролитно-плазменной обработки.

В ходе полирования образцов – тонкостенных трубок из сплава L605 для изготовления коронарных стентов, была зафиксирована вольт-амперная характеристика рабочих режимов для данной стали, измерены

диаметры образцов до и после полировки электролитно-плазменным методом. Длительность обработки – 1 мин. Измерен средний диаметр до обработки (D_{m1}) и после (D_{m2}), номинальный диаметр заготовки – 1,8 мм. Результаты опыта представлены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты полировки образцов из стали L605

	U, V	I, A	D_{m1} , мм	D_{m2} , мм	Δd , мм
1	200	0,56	1,792	1,786	0,006
2	220	0,8	1,792	1,782	0,01
3	240	0,94	1,793	1,776	0,017
4	260	1,36	1,792	1,752	0,04
5	280	1,1	1,792	1,774	0,018
6	300	1,1	1,792	1,784	0,008

По полученным данным можно построить график вольт-амперной характеристики процесса рабочих режимов электролитно-плазменной полировки и график изменения диаметра образца.

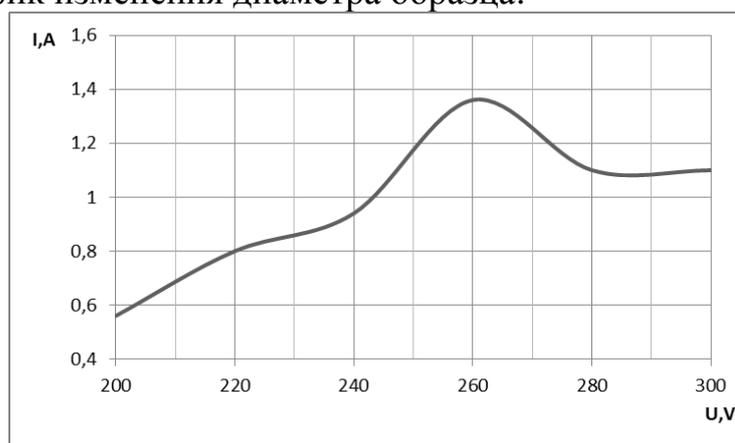


Рис. 5. График вольт-амперной характеристики процесса

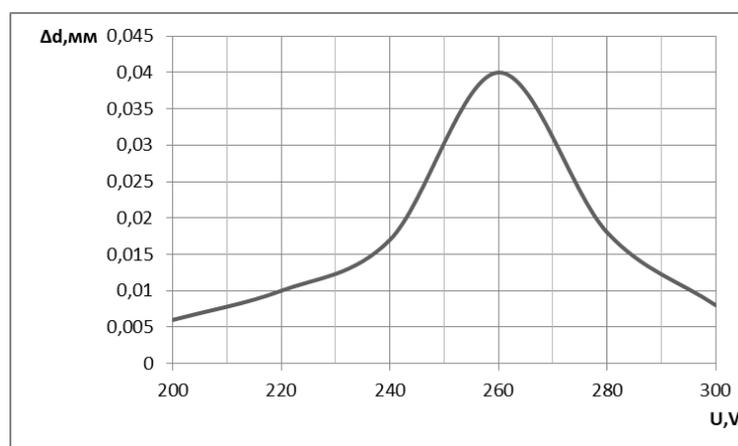


Рис. 6. График изменения геометрии образца

Вольт-амперная характеристика также показывает, что сила тока достигает максимальных значений на режиме 260В. Исходя из полученных результатов, можно уточнить некоторые рекомендации к оптимальным режимам при полировании коронарных стентов: оптимальное напряжение для полирования стали L605 $U = 250...270В$, плотность тока – $0,11...0,16А/мм^2$.

После полировки образцов, была проведена полировка коронарных стентов в течении 30, 60 и 120 секунд. Поверхность отполированных образцов после обработки была исследована с помощью микроскопа, результаты приведены ниже.

На рисунках 7 и 8 показано, как изогнутые стенки наружной поверхности выглядят на разных этапах обработки поверхности. После операции лазерной резки можно наблюдать, что на кромках остались частицы оплавленного металла, и мы получили шероховатые, деформированные поверхности, при этом используя химическое травление края обычно освобождаются от остатков резания. В данном исследовании предварительная химическая обработка не проводилась. Используя электролитно –плазменную полировку, мы получили края округлой формы и хорошего качества поверхность.

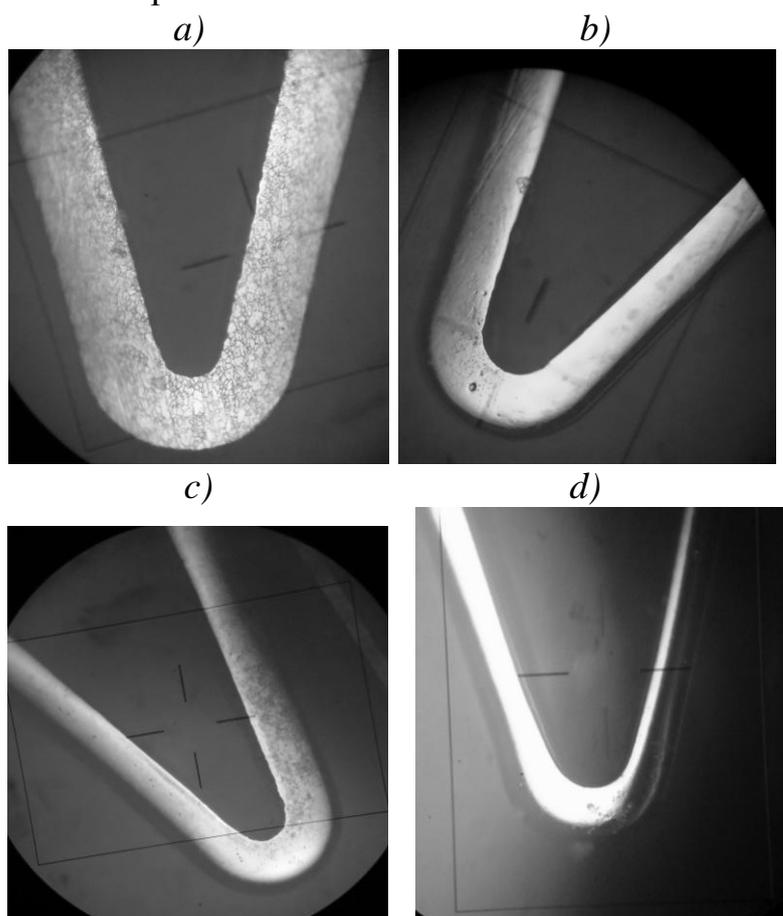


Рис. 7. Состояние поверхности стента: *a)* до обработки , *b)* после 30 сек., *c)* 60 сек и *d)* 120 сек электролитно-плазменной полировки

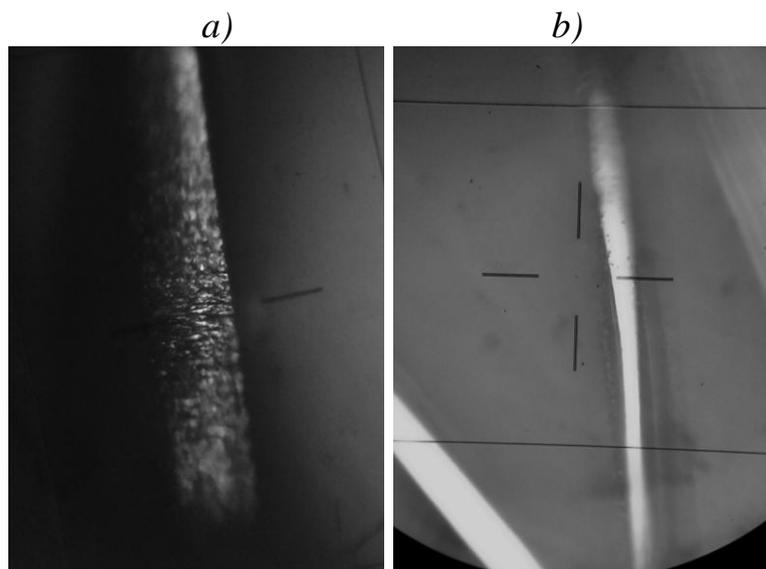


Рис. 8. Состояние кромки секции стента: *a)* до обработки, *b)* после электролитно-плазменной полировки (120 сек)

В результате обработки поверхности стента приобрели блеск и визуальную шероховатость значительно уменьшилась, края приобрели округлую форму, и в незначительном количестве остались неровности на кромке изделия. Также можно наблюдать вырывы частиц металла на поверхности, вероятно возникшие из-за пробоя.

Обсуждение

Принимая во внимание результаты проведенной работы, становится очевидно, что с помощью электролитно-плазменного полирования на коронарных стентах можно достичь качественной полированной поверхности. Однако еще предстоит найти оптимальные схемы для возможности промышленного применения данной технологии и попытаться получить результат на стентах разного диаметра и с более сложной формой ячеек. Также нужно отметить, что для достижения наилучшего качества поверхностей следует дополнительно проводить обработку внутренней стенки стента по схеме электролитно-плазменного полирования внутренних поверхностей труб [14,15].

Коронарный стент, используемый в данном исследовании, является достаточно сложным изделием и состоит из синусоидальных сегментов или ячеек, соединенных между собой нелинейными извитыми перемычками. В предыдущих исследованиях при полировании коронарных стентов отмечалось, что эти перемычки являются проблемным элементом [16,17], так как обрабатываются и становятся тоньше быстрее остальных конструктивных элементов. В ходе проведения данного исследования

полирование стента происходило равномерно и изменение формы соединительных перемычек не происходило. Следует отметить, что обработка таких мелких изделий требует тщательного контроля межэлектродного зазора и скорости потока электролита. В ходе данного исследования при поиске оптимальных режимов обработки стента происходили пробои с вырывом металла с поверхности изделия, однако при правильном выборе схем полировки и тщательном контроле рабочих режимов появления подобных эффектов удавалось избежать. После обработки стент не потерял свою целостность, не было замечено появления каких-либо трещин или иных дефектов.

Заключение

Рассмотрены различные схемы полирования коронарных стентов с использованием электролитно-плазменной технологии. Выбраны оптимальные технологические режимы обработки наружной и внутренней поверхности стента струйной электролитно-плазменной обработкой. Исследована поверхность коронарных стентов после полировки методами струйного электролитно-плазменного полирования. Подведены итоги по влиянию электролитно-плазменного полирования на изменение геометрии изделия, криволинейных поверхностей, мостов и кромок.

На основе исследования можно сделать вывод, что методом струйного электролитно-плазменного полирования можно проводить финишную обработку мелких изделий, в том числе сложной конструкции и формы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Zeidler, H.; Böttger-Hiller, F.; Edelmann, J.; Schubert, A. Surface finish machining of medical parts using Plasma electrolytic Polishing. *Procedia CIRP* 2016, 49, 83–87.
- [2] Nestler K., Böttger-Hiller, F., Adamitzki W., Glowa G., Zeidler, H., and Schubert A. //Plasma Electrolytic Polishing - An Overview of Applied Technologies and Current Challenges to Extend the Polishable Material Range //Procedia CIRP. 2016. V. 42. P. 503-507.
- [3] Пат. 2681239 Российская Федерация, СПК С25F 7/00 Устройство для электролитно-плазменной обработки металлических изделий / Попов А.И., Радкевич М.М., Медко В.С., Новоселов М.В. - № 2018121549, заявл. 13.06.2018, опубл. 5.03.2019, Бюл. № 7
- [4] Новоселов М.В., Шиллинг Н.Г., Рудахин А.А., Радкевич М.М., Попов А.И. Оценка возможности полирования нержавеющей сталей струйной электролитно-плазменной обработкой *Вестник ПНИПУ*, №1 04.2018, Пермь, стр. 95.

- [5] Попов А.И., Тюхтяев М.И., Радкевич М.М., Новиков В.И. Анализ тепловых явлений при струйной фокусированной электролитно-плазменной обработке // Научно-технические ведомости СПбГПУ. - 2016. - № 4 (254). - С. 141-150 : с. 148-149. ISSN 1994-2354
- [6] Попов А.И., Тюхтяев М.И., Радкевич М.М., Новиков В.И., Кудрявцев В.Н. Технология струйной фокусированной электролитно-плазменной обработки 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.
- [7] Т. Б. Мустафин, Ал. Ф. Гайсин. Многоканальный разряд между струйным электролитическим анодом и твердотельным катодом. ТВТ, 2011, том 49, выпуск 4, 634–638
- [8] Bagautdinova, L.N., Gaisin, F.M. A multichannel discharge in conducting liquid at atmospheric pressure. High Temp 48, 126–128 (2010). <https://doi.org/10.1134/S0018151X10010153>
- [9] Галимзянов И. И., Гайсин Ал.Ф., Фахрутдинова И.Т., Шакирова Э.Ф., Ахатов М.Ф., Каюмов Р.Р./ Некоторые особенности развития электрического разряда между струйным анодом и жидким катодом /ТВТ . 2018. Т.56. №2. С306.
- [10] Danilov I. Hackert-Oschätzchen M., Zinecker M., Meichsner G., Edelmann J., Schubert A. Process Understanding of Plasma Electrolytic Polishing through Multiphysics Simulation and Inline Metrology. Micromachines 2019, 10, 214; DOI:10.3390/mi10030214
- [11] Danilov, I., Paul, R., Hackert-Oschätzchen, M., Zinecker, M., Quitzke, S., Schubert, A. Random sequential simulation of the resulting surface roughness in plasma electrolytic polishing of stainless steel Procedia CIRP Volume 95, 2020, Pages 981-986 20th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining, ISEM 2020; Zurich, Online; Switzerland; 19 January 2021 до 21 January 2021
- [12] Смирнов К.А., Бирюков А.В., Иванченко Р.Д., Овчаренко Д.В., Воронков А.А., Трусов И.С., Нифонтов Е.М. История развития и сравнительная оценка современных стентов для коронарных артерий. Патология кровообращения и кардиохирургия. 2019;23(1 Suppl. 1):S9-S17.
- [13] O'Brien B, Carroll W. The evolution of cardiovascular stent materials and surfaces in response to clinical drivers: A review. Acta Biomaterialia. 2009 May;5(4):945–58.
- [14] Cornelsen, M.; Deutsch, C.; Seitz, H. Electrolytic Plasma Polishing of Pipe Inner Surfaces. Metals 2018, 8, 12.

- [15] Cornelsen, M.; Deutsch, C.; Seitz, H. Influence of the Velocity and the Number of Polishing Passages on the Roughness of Electrolytic Plasma Polished Pipe Inner Surfaces. *Metals* 2018, 8, 330.
- [16] Zhao, H., Humbeeck, J.V., Sohier, J. et al. Electrochemical polishing of 316L stainless steel slotted tube coronary stents. *Journal of Materials Science: Materials in Medicine* 13, 911–916 (2002).
- [17] Gellér, Zsuzsa Edina, et al. Electropolishing of Coronary Stents. *Materials Science Forum*, vol. 589, Trans Tech Publications, Ltd., June 2008, pp. 367–372.
- [18] Ankur Raval, Animesh Choubey, Chhaya Engineer, Devesh Kothwala. Surface Conditioning of 316LVM Slotted Tube Cardiovascular Stents. *Journal of Biomaterials Applications*, SAGE Publications, 2005, 19 (3), pp.197-213.

M.V. Novoselov, A.I. Popov, M.M. Radkevich

ELECTROLYTIC-PLASMA POLISHING OF CORONARY STENTS

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the study of the possibilities of jet electrolyte-plasma polishing in the treatment of the surfaces of coronary stents. The aim of the work is to evaluate the possibilities of using jet electrolyte-plasma treatment in the polishing of coronary stents and to determine the conditions under which it is possible to obtain a high-quality surface with a low level of roughness. The paper investigates the possibilities of polishing the surfaces of metal coronary stents made of L605 steel. The work was carried out on a pilot installation of jet electrolyte-plasma polishing. The features of polishing the surface of coronary stents using various schemes of electrolyte-plasma treatment were studied. The optimal technological modes and the electrolyte for processing such products are selected. The surface of the treated coronary stent was analyzed using a microscope. The possibility of using electrolyte-plasma jet treatment as a method of finishing treatment of coronary stents and similar products is demonstrated.

Key words: Stent, Coronary stent, Surface Finishing, Polishing technology, Electrolyte-plasma treatment, Electrolytic-plasma polishing

REFERENCES

- [1] Zeidler, H.; Böttger-Hiller, F.; Edelmann, J.; Schubert, A. Surface finish machining of medical parts using Plasma electrolytic Polishing. *Procedia CIRP* 2016, 49, 83–87.
- [2] Nestler K., Böttger-Hiller, F., Adamitzki W., Glowa G., Zeidler, H., and Schubert A. //Plasma Electrolytic Polishing - An Overview of Applied Technologies and Current Challenges to Extend the Polishable Material Range //Procedia CIRP. 2016. V. 42. P. 503-507.
- [3] Patent 2681239 Russian Federation, SPK C25F 7/00 Device for electrolytic-plasma processing of metal products / Popov A.I., Radkevich M.M., Medko V.S., Novoselov M.V. .- No. 2018121549, app. 06/13/2018, publ. 5.03.2019, Bul. No. 7
- [4] Novoselov M.V., Shilling N.G., Rudavin A.A., Radkevich M.M., Popov A.I. Evaluation of the possibility of polishing stainless steels by jet electrolytic-plasma treatment // Bulletin of PNRPU, No. 1 04.2018, Perm, p. 95.
- [5] Popov AI, Tyukhtyaev MI, Radkevich MM, Novikov VI Analysis of thermal phenomena in jet focused electrolyte-plasma treatment // Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbSPU. - 2016. - No. 4 (254). - S. 141-150: p. 148-149. ISSN 1994-2354
- [6] Popov A.I., Tyukhtyaev M.I., Radkevich M.M., Novikov V.I., Kudryavtsev V.N. Technology of jet focused electrolyte-plasma treatment *Modern mechanical engineering: science and education: materials of the 5th International scientific-practical conference / ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of Polytechnic. University, 2016 .-- 1445 p.*
- [7] T.B. Mustafin, Al.F. Gaisin /Multichannel discharge between a jet electrolytic anode and a solid-state cathode. *TVT*, 2011, volume 49, issue 4, 634–638
- [8] Bagautdinova, L.N., Gaisin, F.M. A multichannel discharge in conducting liquid at atmospheric pressure. *High Temp* 48, 126–128 (2010). <https://doi.org/10.1134/S0018151X10010153>
- [9] Galimzyanov I.I., Gaisin Al.F., Fakhrutdinova I.T., Shakirova E.F., Akhatov M.F., Kayumov R.R.// Some features of the development of an electric discharge between a jet anode and a liquid cathode. *TVT*. 2018.T.56. # 2. p.306.
- [10] Danilov I. Hackert-Oschätzchen M., Zinecker M., Meichsner G., Edelmann J., Schubert A. Process Understanding of Plasma Electrolytic Polishing through Multiphysics Simulation and Inline Metrology. *Micromachines* 2019, 10, 214; DOI:10.3390/mi10030214

- [11] Danilov, I., Paul, R., Hackert-Oschätzchen, M., Zinecker, M., Quitzke, S., Schubert, A. Random sequential simulation of the resulting surface roughness in plasma electrolytic polishing of stainless steel *Procedia CIRP* Volume 95, 2020, Pages 981-986 20th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining, ISEM 2020; Zurich, Online; Switzerland; 19 January 2021 до 21 January 2021
- [12] Smirnov K.A., Biryukov A.V., Ivanchenko R.D., Ovcharenko D.V., Voronkov A.A., Trusov I.S., Nifontov E.M. History of development and comparative evaluation of modern stents for coronary arteries. *Patologiya krovoobrashcheniya i kardiokhirurgiya = Circulation Pathology and Cardiac Surgery*. 2019; 23 (1 Suppl. 1): S9-S17. <http://dx.doi.org/10.21688/1681-3472-2019-1S-S9-S17>
- [13] O'Brien B, Carroll W. The evolution of cardiovascular stent materials and surfaces in response to clinical drivers: A review. *Acta Biomaterialia*. 2009 May;5(4):945–58.
- [14] Cornelsen, M.; Deutsch, C.; Seitz, H. Electrolytic Plasma Polishing of Pipe Inner Surfaces. *Metals* 2018, 8, 12.
- [15] Cornelsen, M.; Deutsch, C.; Seitz, H. Influence of the Velocity and the Number of Polishing Passages on the Roughness of Electrolytic Plasma Polished Pipe Inner Surfaces. *Metals* 2018, 8, 330.
- [16] Zhao, H., Humbeeck, J.V., Sohier, J. et al. Electrochemical polishing of 316L stainless steel slotted tube coronary stents. *Journal of Materials Science: Materials in Medicine* 13, 911–916 (2002).
- [17] Gellér, Zsuzsa Edina, et al. Electropolishing of Coronary Stents. *Materials Science Forum*, vol. 589, Trans Tech Publications, Ltd., June 2008, pp. 367–372.
- [18] Ankur Raval, Animesh Choubey, Chhaya Engineer, Devesh Kothwala. Surface Conditioning of 316LVM Slotted Tube Cardiovascular Stents. *Journal of Biomaterials Applications*, SAGE Publications, 2005, 19 (3), pp.197-213.

УДК 621.78

А. И. Попов¹, А.И. Попова², М.М. Радкевич³,
С.В. Захаров⁴, И.А. Ролецкий⁵, К.Г. Колесин⁶

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СТРУЙНОЙ ЭЛЕКТРОЛИТНОЙ ПЛАЗМЫ С ПОВЕРХНОСТЬЮ НЕРЖАВЕЮЩИХ СТАЛЕЙ



¹Александр Иннокентьевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: popov_ai@spbstu.ru .



²Алла Ивановна Попова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: aipopoffa@yandex.ru .



³Михаил Михайлович Радкевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: radkevich_mm@spbstu.ru .



⁴Сергей Владимирович Захаров
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: terapeft@mail.ru .



⁵Игорь Андреевич Ролецкий
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: 89215077466i@gmail.com



⁶Кирилл Генадьевич Колесин
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: kolesin99@gmail.com

Аннотация

В данной статье приведены результаты исследования воздействия электрических разрядов разной мощности на поверхность обрабатываемого изделия при струйной электролитно – плазменной обработке с использованием полого токоподвода при разных температурах направляемого в зону обработки электролита. В качестве материалов были рассмотрены нержавеющие стали использующиеся при производстве турбинных лопаток 20X13, 15ХМФШ и 08Х18Н9Т, а также ее зарубежный аналог AISI 304. Произведено моделирование объема и массы дефектного слоя, возникающего на поверхности деталей после различных видов механической обработки. Проведен анализ морфологии поверхности и использование компьютерного моделирования зоны обработки. Выполнен расчет числа единичных разрядов за единицу времени и энергии единичного разряда для разных условий. Показано, что при малых расстояниях, низких концентрациях и низкой температуре электролита процесс электролитно-плазменной обработки идет по электроэрозионному механизму, что определяет высокую скорость размерной электролитно-плазменной обработки.

Ключевые слова: Электролит, морфология поверхности, электролитно – плазменного разряд, температура, струйная электролитно-плазменная обработка

Введение

Вопросы воздействия технологических процессов на состояние и морфологию поверхностного слоя деталей являются актуальными для современной обрабатывающей промышленности. Практическое применение многих традиционных технологических процессов показывает значительное влияние их на эти параметры. Среди перспективных на наш взгляд технологических процессов особое место занимает технология электролитно – плазменной обработки. Данная технология включает несколько конкурирующих методов, таких как обработка в электролитической ванне, с использованием проточных и неподвижных электролитов [1-7]. Обработка в ванне с использованием электролитической струи, совмещенной с подачей струи инертного газа, заглубленным и поднятым над поверхностью ванны токоподводом [8,9]. Данные методы обладают возможностью одновременной обработки большого числа изделий и площади. Однако требуют мощных технологических источников питания, имеют большие размеры электролитической ванны и значительный объем испарений [10-12]. Струйные методы имеют сопоставимую скорость обработки с обработкой

в электролитической ванне, но значительно более высокую точность выполнения размеров криволинейных поверхностей, возможность проводить размерную обработку и нанесение технологических покрытий [13-18]. Следует также отметить, что технология струйной электролитно-плазменной обработки (СЭПО) экологически является более привлекательной за счет малого объема электрического разряда, мощности и объема [19]. Технологические процессы СЭПО еще недостаточно изучены и в настоящее время проводится значительный объем исследований в этой области. Однако практическое применение осложняется отсутствием разработанных технологий и необходимостью применения автоматизированных устройств.

Выбор технологических режимов при которых достигается требуемый результат по скорости съема или достижению заданного параметра шероховатости поверхности является не тривиальной задачей. К тому же результатов исследований [20], посвященных изучению электрических разрядов реализуемых при разных температурах недостаточно. Наличие этих знаний повысит привлекательность технологических процессов СО для их промышленного внедрения. Целью нашей работы является анализ взаимодействия электролитной плазмы при различных температурных режимах на морфологию поверхности образцов для различных видов обработки нержавеющей стали струйной электролитно – плазменной с использованием полого токоподвода. Задачами работы являются разработка цифровой модели рельефа поверхностного слоя для расчета массы металла необходимого для удаления после предыдущей механической обработки, оценка скорости изменения массы образцов, расчет энергии единичного разряда.

Методы

Методика проведения эксперимента заключается в установлении зависимостей между объемом дефектного слоя поверхности и удельным съемом соответствующим технологическому режиму обработки. Предполагается, что изменение скорости удаления металла в локальной области обработки может быть достигнуто за счет варьирования температуры электролита на входе в полый токоподвод. Повышение либо уменьшение проводимости электролита в значительной доле зависит не только от концентрации соли в удельном объеме, но также очень сильно зависит от температуры электролита в межэлектродном промежутке. Изменение температуры должно привести к изменению проводимости среды. Проводимость среды во многом определяет число и энергию единичного разряда. Это на наш взгляд должно открыть новые технологические возможности струйной электролитной обработки для

разного вида применений от финишной нанообработки до скоростной размерной обработки.

Оборудование и материалы

В качестве применяемого оборудования для проведения исследований использовалась установка электролитно-плазменного полирования. Принцип ее работы показан на рис.1. Данная установка разработана в лаборатории СЭПО СПбПУ [21]. В качестве исследуемых материалов, были выбраны образцы нержавеющей стали, используемые при изготовлении турбинных лопаток. В качестве представителей этих сталей использованы 15ХМФС, 20Х13, сталь 08Х18Н9Т и ее зарубежный аналог AISI 304. Размеры маркированных образцов 1.5x30x20 мм. Образцы обрабатывались при неподвижном полом катоде [22], отличающимся от прототипа тем, что анод в нашем случае являлся обрабатываемым изделием. Рабочее напряжение устанавливали 220-300 В. Параметры вольт - амперной характеристики фиксировались цифровым милливольтметром UT61В с точностью измерения по напряжению $\pm (0,5\%+1)$, точностью измерения по току $\pm (1,5\%+3)$. В качестве электролита использовали следующие растворы в водопроводной воде: хлорид натрия (NaCl) – 5 - 30 г и лимонной кислоты (C6H8O7) – 5 – 30 г, сульфат натрия (Na2SO4) – 20 г и цитрат аммония ((NH4)3C6H5O7) – 20 г, трилон Б (C10H14N2Na2O8) - 2 г, сульфат натрия (Na2SO4) – 5 г и цитрат аммония ((NH4)3C6H5O7) – 5 г. Электролит подавали по трубке диаметром 3 мм с массовым расходом $G_m = 0.44 - 4.54$ г/с. Массовый расход рассчитывали по формуле:

$$G_m = M * 1 \text{ с} / 60 \text{ с}; (\text{г/с})$$

M – масса электролита, прошедшая через токоподвод за 60с;

Электролит взвешивали на весах точность которых составляла 0.01г. Время прохождения электролита фиксировали секундомером. Температуру электролита на входе в полый катод изменяли от 12-90°C инфракрасным пирометром ТА601С. Относительная погрешность пирометра составила $1,5\%+1^\circ\text{C}$. Эксперименты проводились сериями при атмосферном давлении. В каждой серии эксперимента использовали от 5-7 образцов. Вес образцов до и после обработки измеряли не менее 7 раз на лабораторных весах BM213М с ценой деления 0.001 г. Измерение величины R_{max} проводили после изготовления косых шлифов с углом 2°. Замеры проводили в месте исчезновения рисок иглой микрометра с точностью 0.01мм. Фотографии торцевых и фронтальных поверхностей образцов получены с помощью лупы Бринеля и камеры мобильного устройства Xiaomi Redmi 4X. Морфологию поверхности образцов изучали с помощью оптического микроскопа МЕТАМ ЛВ-41 (ЛОМО, Россия). Погрешность измерений микроскопа в диапазоне 0 – 30мм равна ± 0.003 мм. Для

моделирования микрорельефа поверхности после механической обработки использовали программу Solidworks, с дальнейшей обработкой STL файлов в программе Cinema 4D. Анализ зависимостей проводился в значениях выраженных через приведенные коэффициенты.

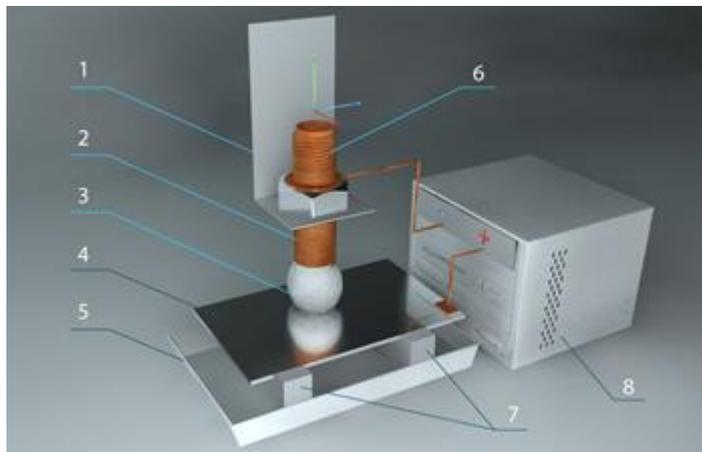


Рис. 1. Принципиальная схема СЭПО поверхности: 1- держатель токоподвода, 2 -полюый токоподвод, 3 - электролитический катод, 4 - образец – анод, 5 - ванна приема электролита, 6 - трубопровод подачи электролита, 7 - изолированные опоры, 8 - блок питания.

Результаты экспериментов

Анализ исходного состояния поверхности

При анализе состояния исходной поверхности, нами изучались образцы после различных видов механической обработки. В качестве примеров были выбраны несколько видов обработки: грубая заготовительная после пиления ленточной пилой, чистовая фрезерная после обработки концевой фрезой, зачистная, после обработки вулканитовым кругом, чистовая шлифовальная. Образцы были поэтапно обработаны в мыльном растворе, этиловом спирте (C_2H_5OH) и не имели визуально наблюдаемых крупных инородных включений. Исходное состояние поверхностного слоя образцов после обработки вулканитовым кругом, механической обработки концевой фрезой, пиления ленточной пилой представлено на рис.2. Данные виды обработки характерны для применения размерной обработки, так как требуют снятия значительной толщины поверхностного слоя. Этот слой является дефектным так как содержит значительное число несплошностей поверхности, пор, рисок, инородных включений. Размер этого слоя определяется величиной определяемой максимальной высотой вершин и максимальной глубиной впадин на базовой длине. Эта величина соответствует величине равной

Rmax. Поэтому для формирования на поверхности слоя с параметром шероховатости менее $Ra \geq 0.1$ мкм в отдельных случаях необходимо полное удаление, а в других частичное удаление дефектного слоя. Для оценки параметров дефектного слоя для разных видов технологической обработки нами были произведены замеры и выполнено моделирование профиля поверхности в САПР. Оценка наибольшей высоты неровностей профиля *Rmax* и среднего шага неровностей профиля *Sm* были выполнена на торцевых срезах образцов. На основе проведенных замеров величины *Rmax* и *Sm* нами была создана цифровая модель поверхности в программе Solidworks.

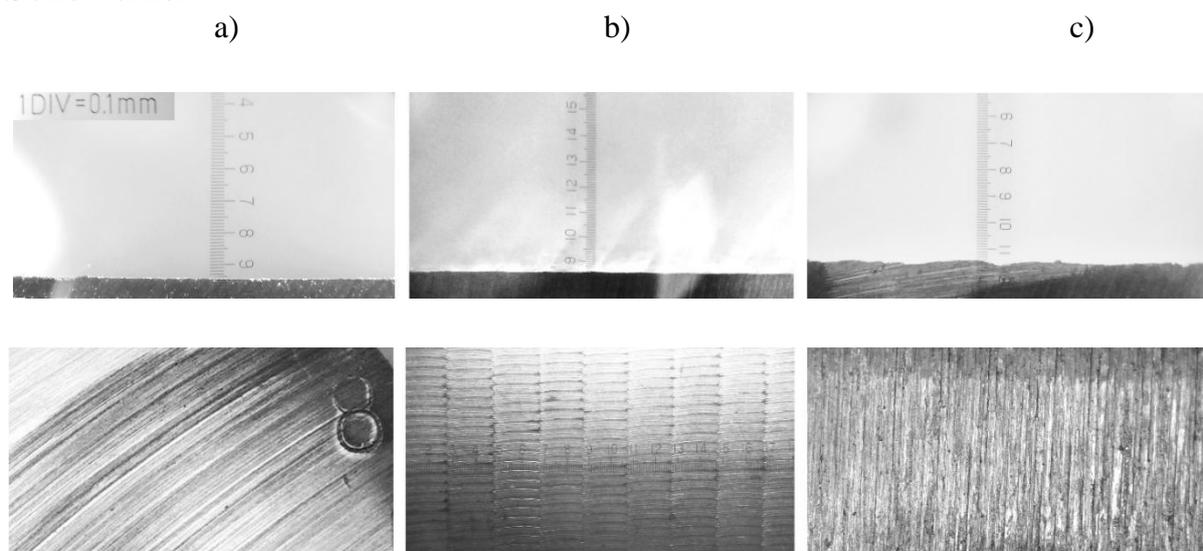


Рис. 2. Исходное состояние поверхности образцов, материал 20X13: а) -обработка вулканитовым кругом; б) - механическая обработка концевой фрезой; в) -пиление ленточной пилой.

Для расчета объема дефектного слоя и его массы нами были созданы цифровые модели поверхностного слоя для разных видов обработки. После чего был произведен расчет объема и массы исходной шероховатости поверхности ограниченной площадью 1x1мм и наибольшей высоты неровностей профиля равной *Rmax* и среднего шага неровностей профиля *Sm*. Для точения и фрезерования оценка производилась по макрогеометрии поверхности. Пример расчета объема и массы материала подлежащего удалению показан на рис. 3.

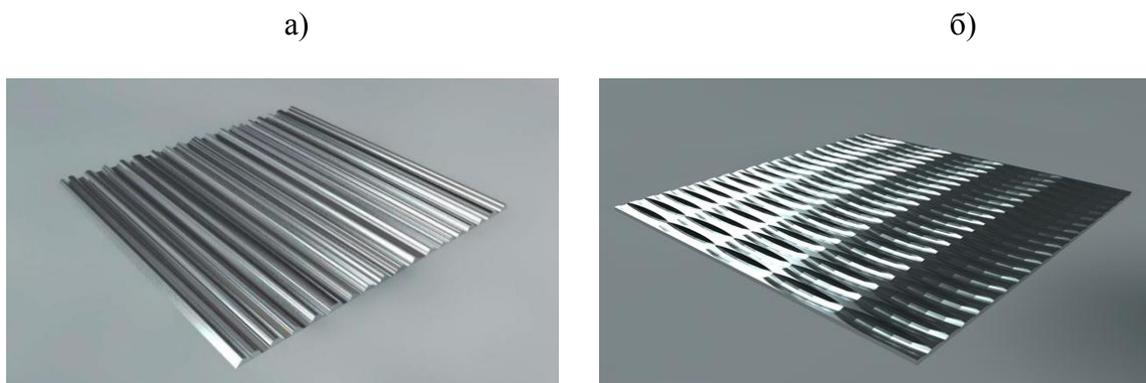


Рис. 3. Цифровая модель морфологии поверхности в программе Solidworks: а) - после пиления ленточной пилой; б) - после чистовой обработки концевой фрезой.

В результате расчета получены значения необходимой убыли массы для стали 15ХМФШ и 20Х13 при разных уровнях шероховатости. Результаты вычислений занесены в табл.1.

Таблица 1. Расчетное изменение массы образцов, необходимое для получения полированной поверхности

Состояние поверхности	Пиление ленточной пилой.	Предварительное шлифование	Чистовая обработка токарным резцом	Чистовая обработка концевой фрезой	Обработка вулканитовым кругом
Высота микронеровностей, мм	0.61	0.32	0.17	0.1	0.11
Объем, мм ³	0.31	0.15	0.09	0.057	0.05
Масса, мг	2.41	1.15	0.68	4.42	0.41
Площадь расчета, мм ²	1	1	1	100	1
Расчет массы, мг для 1 см ²	241	115	68	44	41

Оценка скорости съема СЭПО

Для оценки скорости съема для СЭПО нарезаемым электролитом до 90° С нами были проведены исследования для образцов из материала 08Х18Н9Т. В этом опыте использовался электролит на основе хлорид натрия (NaCl) – 5 г и цитрат аммония ((NH₄)₃C₆H₅O₇) – 5 г. Массовый расход электролита составил 1.67 г/с. Входные и выходные параметры и данные расчетов приведены ниже в таблице 2. На основании входных и выходных данных опытов были построены сравнительные кривые для различных температур электролита (рис. 4.). Температура электролита на входе полого катода для этого режима при этом была равна 39° С. Очевидно этого достаточно чтобы создать условия наилучшего

массопереноса в электрическом разряде. Зафиксировано, что большая энергоэффективность (S , $\cdot 10^{-6}$ г/Дж) и максимальная скорость изменения массы образца (V изм. массы $\cdot 10^{-4}$, г/с) не определяют лучшее качество обработки. Поверхность, обработанная на данных режимах, имеет параметр шероховатости $\geq Ra 1.25$. Однако при работе в режимах с более высокой температурой (более $60^\circ C$ на входе полого катода) качество полировки заметно улучшилось. Энергоэффективность процесса при этом уменьшилась в 1,5 раза. С повышением температуры подаваемого в полый катод электролита до $78 - 90^\circ C$ наблюдалось растворение материала медного катода и нанесение тонкой несмываемой пленки меди на поверхность образца.

Таблица 2. Входные и выходные параметры процесса СЭПО для электролита хлорид натрия (NaCl) – 5 г и цитрат аммония ((NH₄)₃C₆H₅O₇) – 5 г.

U, В $\pm 1.5\%$	I, А $\pm 0.5\%$	T, °C $\pm 1.5\%$	Δm , г	W, Вт $\pm 2\%$	Q, Дж 0 $\pm 4\%$	S, $\cdot 10^{-6}$ г/Дж	V изм. массы * 10^{-4} , г/с
225	1.9	12	0.029	428	2565	1.13	4.83
220	1.6	19	0.026	352	21120	1.21	4.27
225	1.7	24	0.024	385	23085	1.06	4.07
232	1.4	28	0.021	323	19349	1.06	3.43
225	1.5	39	0.031	338	20250	1.51	5.10
220	1.7	52	0.023	374	22440	1.01	3.77
225	1.4	66	0.020	311	18630	1.05	3.27
225	1.3	73	0.019	293	17550	1.08	3.17
234	0.8	78	0.011	178	10670	1.05	1.87
235	0.8	90	0.013	193	11562	1.11	2.13

Состояние поверхностного слоя

Анализ состояния поверхностного слоя при разных технологических режимах обработки показывает разный характер воздействия на поверхность. В результате исследований были зафиксированы наиболее

характерные особенности воздействия на поверхность образцов, при финишной тонкой обработке и размерной обработки поверхности. Финишная тонкая СЭПО поверхности характеризуется прежде всего малым съемом до 1 мкм, ярко выраженным блеском поверхности, параметром шероховатости $\geq Ra 0,03$ мкм. Для чистовой обработки характерным условием является создание плазменного слоя на всей поверхности образца, что увеличивает число электрических разрядов в зоне обработки и тем самым уменьшает неравномерность напряженности электрического поля, распределяя его по всей зоне обработки.

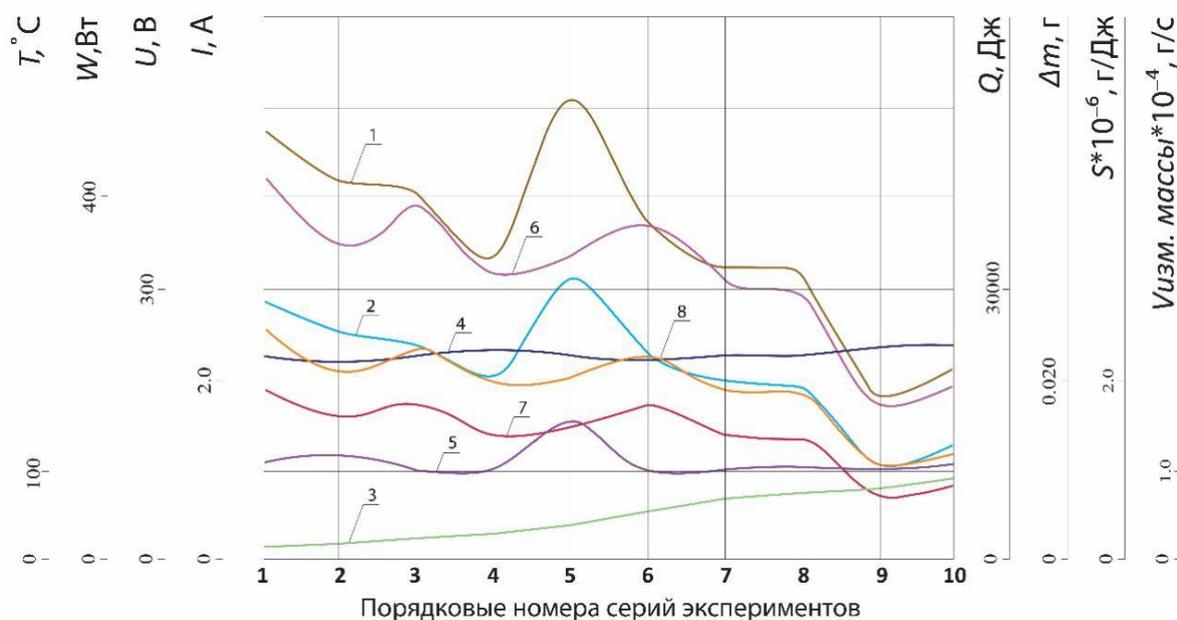


Рис. 4. Обобщенная зависимость скорости съема и энергоэффективности для стали 08X18H9T: хлорид натрия (NaCl) – 5 г и цитрат аммония ((NH₄)₃C₆H₅O₇) – 5 г: 1 - скорость изменение массы материала V изм. массы (10⁻⁴) г/с; 2 - изменение массы материала Δm, г; 3 - температура электролита на входе в полый катод T°, C; 4 - напряжение разряда U, В; 5 - энергоэффективность S (10⁻⁶), г/Дж; 6 - значение мощности, выделяемой на разряде W, Вт; 7 - ток разряда I, А; 8 - значение выделяемой энергии Q, Дж.

Воздействие электрического разряда на поверхность при размерной обработке при высоких скоростях потока электролита характеризуется формированием в межэлектродном промежутке стримеров. Стримеры представляют собой вытянутые вдоль струи ионизированные области, являющиеся переносчиками локального заряда. Под действием высокой напряженности электрического поля стример попадает в область прианодного электролитно-плазменного слоя равного 10-500 мкм [2,4,8,11]. Данный слой характеризуется высокой напряженностью электрического поля, достигающей по разным оценкам 10⁴ – 10⁶ В/м и

высоким сопротивлением (удельная электропроводность слоя составляет $1.1 \cdot 10^5 \text{ Ом} \cdot \text{см}^{-1}$) [4]. При приближении к аноду стример выбрасывает к нему электронный поток, состоящий из единичных электронов. В момент замыкания цепи происходит лавинообразный процесс роста поперечного сечения стримера, состоящего из электронов и отрицательных ионов. В момент контакта стримера и переходе к искровому разряду с поверхностным слоем происходит резкий рост тока в искровом разряде. Это приводит к локальному разогреву микрообъема материала анода и его выносу из поверхности под действием высокой напряженности электрического поля. Этот процесс формирует в поверхностном слое микрократеры. Характерным для размеров данных кратеров является очень близкое равенство размеров. По нашей оценке, наличие только стримерного механизма взаимодействия с поверхностью без перехода в искровой разряд достаточно, чтобы поддерживать полный ток разряда только при достаточно высоких объемных расходах ≥ 8 л/ч электролита и увеличенном межэлектродном расстоянии ≥ 6 мм. Единичного заряда, переносимого стримером без образования искрового разряда достаточно только для очень тонкой нанообработки поверхностного слоя.

Расчетная часть

Рассмотрим для нашего случая величину выделяемой энергии Q_n для единичного разряда равную

$$Q_n = \frac{I * U * \tau}{\sum N}, \quad \text{Дж};$$

где,

$\sum N$ – общее число разрядов (микрократеров) за единицу времени.

Для определения $\sum N$ необходимо оценить результаты воздействия единичного разряда на поверхность образца.

Для этого нами был проведен анализ морфологии поверхности (рис.5. - рис.7.). Он показывает, что микрократеры для разных типов обработки формируют в поверхности образцов микрократеры различных размеров.

В процессе обработки полым токоподводом характерно воздействие на поверхность как в виде сферической лунки (рис.5.), так и в виде плоского цилиндра (рис.6.). Форма в виде плоского цилиндра образуется при высоких скоростях изменения массы образцов. Для этого процесса характерна пониженная температура электролита, низкая концентрация составляющих и локализация зоны разряда, с пятном контакта близким по размеру диаметру струи. Изменение сечения разряда достигается за счет его фокусировки подбором за счет снижения массового расхода и повышения напряжения.

Для формы в виде сферической лунки характерными являются повышенная температура подаваемого электролита 21-90°С. При этом, как правило используется более высокая концентрация электролита и наблюдается разнообразие геометрических форм самого разряда [19]. Площадь контакта в несколько раз превышает диаметр струи электролита.

ами было проведено математическое моделирование формы лунок и микрократеров для различных условий обработки. Расчет общего числа разрядов при формировании объема лунки при СЭПО за период времени 60 с производили с помощью программы Solidworks.

$$\sum N = \frac{V_{сф.}}{V_{крат}} = \frac{M_{сф.}}{M_{крат}};$$

где $V_{сф}$ – объем сферической лунки;

$V_{крат}$ – объем микрократера.

При расчете за единичный микрообъем формируемый при соприкосновении единичного разряда с поверхностью условно взяли усредненный диаметр единичного микрократера формируемого в поверхности образца. За глубину микрократера условно принят размер полусферы. Фиксируется, что при воздействии с поверхностью стриммеров наблюдается распределение разрядов в соответствии с законом Гаусса. При этом в области лунки формируются единичные микрократеры (рис.7.) достаточно близкие по размерам (5-10%). При удалении от центра лунки число микрократеров снижается. Размеры микрократеров при удалении от основной зоны незначительно уменьшаются до (15-20%). Данные измерений для разных условий обработки занесены в таблицу 3.

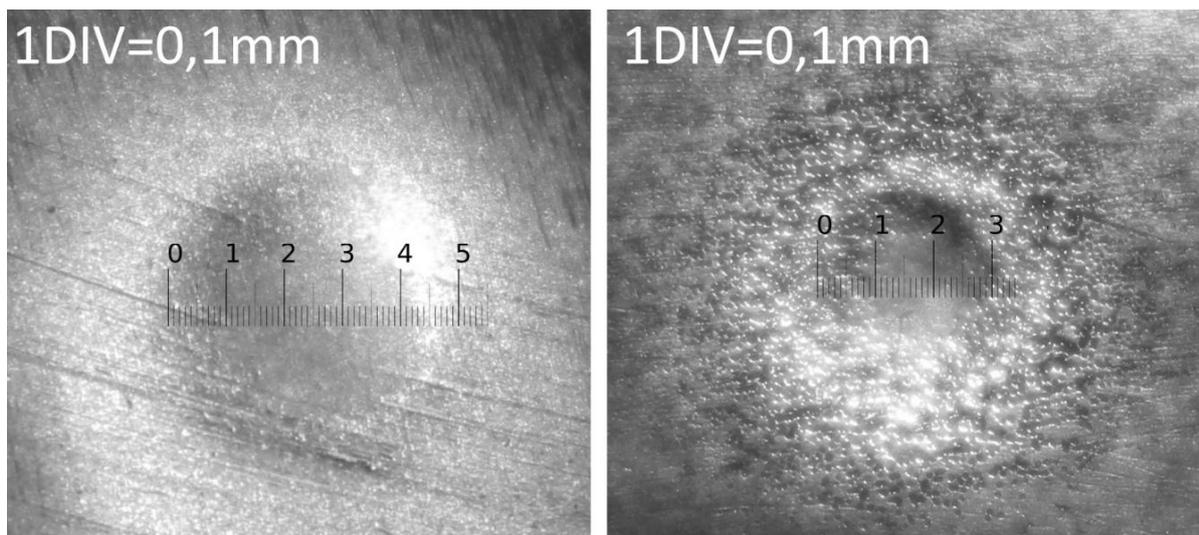


Рис. 5. Морфология поверхности образцов после обработки неподвижным токоподводом: а) - режим: $U = 225\text{ В}$; $I = 1.3\text{ А}$, $T = 73,1^\circ\text{ С}$, $S = 1.08 \cdot 10^{-6}\text{ г/Дж}$, V изм. массы = $3.17 \cdot 10^{-4}\text{ г/с}$; б) - режим: $U = 225\text{ В}$; $I = 1.5\text{ А}$, $T = 38.8^\circ\text{ С}$, $S = 1.51 \cdot 10^{-6}\text{ г/Дж}$, V изм. массы = $5.1 \cdot 10^{-4}\text{ г/с}$

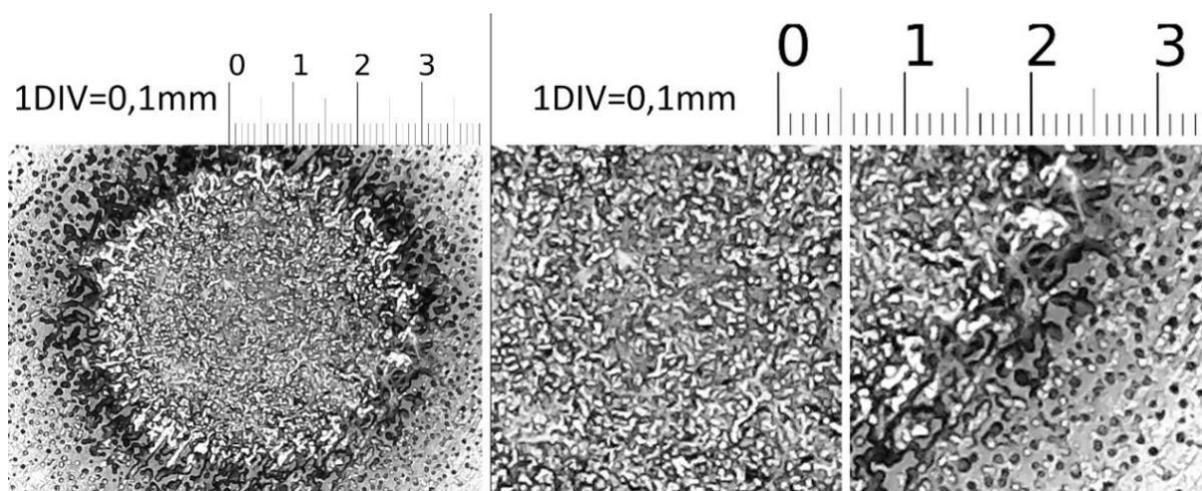


Рис. 6. Морфология поверхности образцов после обработки неподвижным полым токоподводом: а) - режим: $U = 225\text{ В}$; $I = 1.9\text{ А}$, $T = 12^\circ\text{ С}$, $S = 1.13 \cdot 10^{-6}\text{ г/Дж}$, V изм. массы = $4.83 \cdot 10^{-4}\text{ г/с}$; б) - центральная зона обработки; в) - периферия зоны обработки.

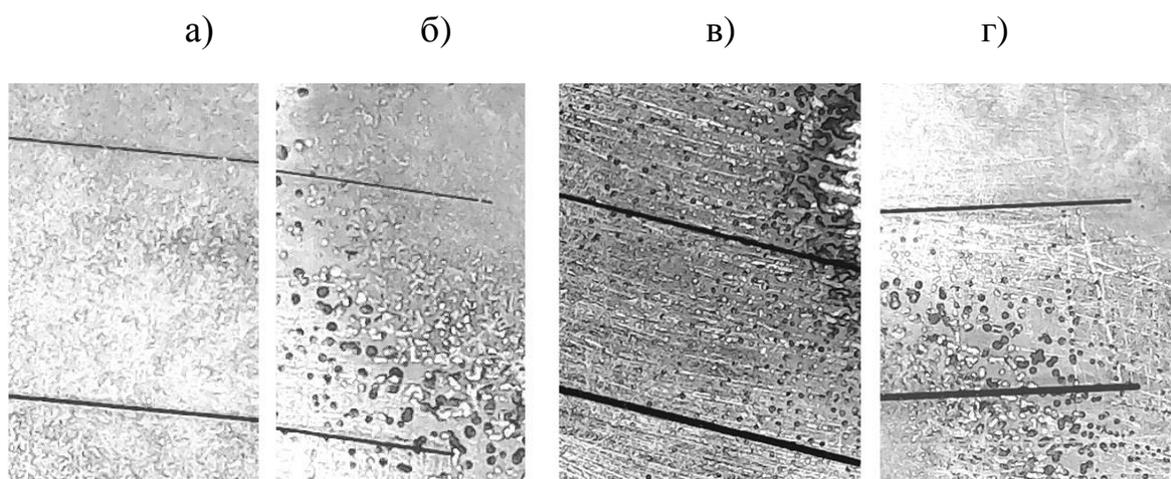


Рис. 7. Морфология поверхности с микрократерами после обработки неподвижным полимерным токоподводом: а) - размеры микрократеров до 10 мкм, толщина калибровочных линий 30 и 50 мкм; б) - размеры микрократеров до 30 мкм, толщина калибровочных линий 30 и 50 мкм; в) - размеры микрократеров до 70 мкм, толщина калибровочных линий 50 и 70 мкм; г) - размеры микрократеров до 100 мкм, толщина калибровочных линий 70 и 100 мкм.

Таблица 3. Результаты измерений геометрических параметров зоны воздействия электрического разряда и расчетные параметры единичного разряда

Форма	сфера	сфера	сфера	цилиндр	цилиндр
Диаметр , мм	3.0	5.0	3.0	5.0	5.0
Глубина, мкм	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
Масса металла, мг	4.08	11.31	4.08	22.33	22.33
Объем , мм ²	0.532	1.474	0.532	2.912	2.912
Форма микрократера	сфера	сфера	сфера	сфера	сфера
Усредненный диаметр микрократера, мкм	10	30	50	70	100
Глубина микрократера, мкм	5	15	25	35	50
Масса металла микрократера, мг	0.00000201	5.422E-05	0.00003272	0.00068874	0.002008
Объем микрократера, мм ²	0.00000026	7.07E-06	0.000251	0.0008980	0.0002618

Общее число микрократеров в лунке $\sum N$, ед	2029850.75	208576.17	124694.38	32427.33	11122.51
Число микрократеров -разрядов/с	33830.85	3476.27	2078.24	540.46	185.38
Частота повторения импульсов T , 1/с	$2.95 \cdot 10^{-5}$	$2.8 \cdot 10^{-4}$	$4.8 \cdot 10^{-4}$	$1.9 \cdot 10^{-3}$	$5.4 \cdot 10^{-3}$
Общая энергия разряда, Q , Дж	18630	10670	20250	23085	25650
Энергия единичного разряда Q_n , Дж	0.009	0.051	0.162	0.712	2.306

Основные параметры электролитно - плазменной обработки при разных температурах с линиями трендов представлены на рис. 8.

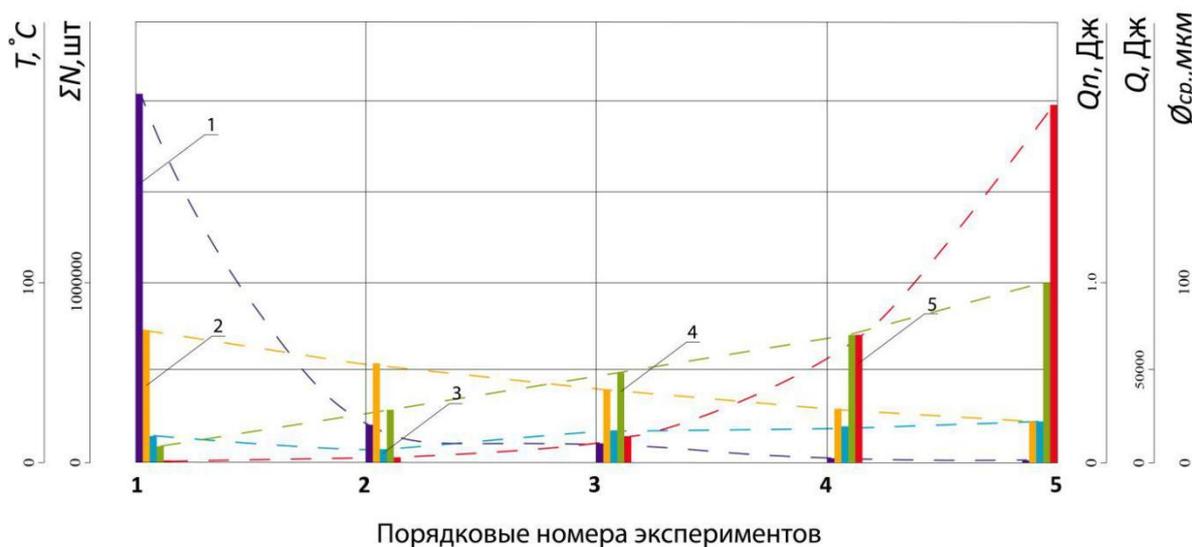


Рис. 8. Обобщенная зависимость выходных физических параметров струйной электролитно плазменной обработки от температуры электролита на входе полого токоподвода: 1 - общее число микрократеров в лунке $\sum N$, ед.; 2 - температура электролита на входе в полый катод T ° С; 3 - общая энергия разряда Q , Дж; 4 - усредненный диаметр микрократера $\Phi_{ср}$, мкм; 5 - энергия единичного разряда Q_n , Дж.

Обсуждение результатов

В результате проведения многочисленных экспериментов можно выделить несколько важных моментов. При струйной электролитно - плазменной обработке определяющими факторами являются высота межэлектродного зазора, скорость потока электролита, концентрация и

температура на входе в полый катод. Эти факторы во многом определяют плотность тока, скорость удаления материала анода и рабочую температуру в зоне обработки. Анализ воздействия на поверхность холодного электролита с температурой ниже комнатной при наличии высоких скоростей более 6 л/ч показывает изменение механизма воздействия электрического разряда на поверхность металла анода. С уменьшением температуры проводимость электролита снижается, а напряженность электрического поля при малых межэлектродных расстояниях 2-5 мм возрастает. Это приводит к тому, что заряд переносимый отдельными стримерами при достижении прианодного пространства реализуется в виде разряда с выделением энергии в широком диапазоне энергий 0.2-2.3 Дж. Это приводит к тому, что металл в зоне контакта искрового разряда расплавляется и под действием электрического поля выбрасывается в виде мельчайших частиц в межэлектродный промежуток. По оценкам некоторых источников температура искрового разряда может достигать 10000-40000 К [23]. В этом случае механизм влияния химических реакций при электрическом разряде на поверхность минимальный и преобладает электроэрозионный механизм. Проведенные выше исследования показывают, что величина энергии единичного разряда может варьироваться в широких пределах от 0.009 -2 Дж, при числе разрядов от 185 - 33830 в секунду. При этом диапазон энергий струйной электролитно - плазменной обработки совпадает с диапазоном электроэрозионной обработки. Это может указывать на общую электроэрозионную физическую природу действия электроискрового разряда для процессов СЭПО при малых температурах, слабых концентрациях и расстояниях токоподвода. Данный вид обработки значительно повышает энергоэффективность размерной электролитно-плазменной обработки.

Заключение

1. Увеличение скорости подачи электролита приводит к существенному повышению скорости съема материала с поверхности изделия.
2. Высокая скорость потока электролита определяет низкую температуру, что благоприятно сказывается на количестве испарений из зоны электролитно – плазменного разряда.
3. Снижение температуры, концентрации электролита и увеличение скорости потока электролита увеличивает мощность единичного импульса и эффективность обработки.
4. Низкие температуры электролита в целом обеспечивают более высокую скорость съема.

5. При снижении скоростей потока электролита легче обеспечить температурный режим, отвечающий эффективности процесса при финишной обработке.
6. С увеличением температуры затраты энергии на поддержание разряда уменьшаются.
7. Для диапазона напряжений от 220-300 В для разных электролитов и конструкций токоподводов может существовать одна и более областей, отвечающих минимальным затратам энергии и максимальной эффективности процесса и соответствующей максимальной скорости удаления материала – анода.
8. Выбор электролита и температура в значительной мере определяет эффективность процесса.

Благодарность

Авторы выражают признательность графическому дизайнеру Поповой Д. А. за подготовку иллюстраций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Ушомирская Л.А., Веселовский А.П. Интенсификация технологических процессов изготовления деталей машин при использовании различных видов энергии // *Металлообработка*. 2010. 2(56). С.46.
- [2] Куликов И.С. Электролитно-плазменная обработка материалов / И.С.Куликов, С.В.Вашенко, А.Я.Каменев; НАН Беларуси, Объединенный ин-т энергетических исследований - Сосны. - Минск: Беларуская навука, 2010. - 232 с. - ISBN 978-985-08-1215
- [3] Nestler K., Böttger-Hiller F., Adamitzki W., Glowa G., Zeidler H., and Schubert A. // *Plasma Electrolytic Polishing - An Overview of Applied Technologies and Current Challenges to Extend the Polishable Material Range* // *Procedia CIRP*. 2016. V. 42. P. 503-507.
- [4] Алексеев Ю.Г., Королев А.Ю. Паршутто А.Э. Нисс В.С. Электролитно-плазменная обработка при нестационарных режимах в условиях высокоградиентного электрического поля // *Наука и техника*. 2017. Т.16, №5. С391.
- [5] Danilov I. Hackert-Oschätzchen M., Zinecker M., Meichsner G., Edelmann J., Schubert A. Process Understanding of Plasma Electrolytic Polishing through Multiphysics Simulation and Inline Metrology. *Micromachines* 2019, 10, 214; DOI:10.3390/mi10030214
- [6] Zakharov, S.V., Korotkikh, M.T. Electrolyte-Plasma Polishing Ionization Model 2020 *Lecture Notes in Mechanical Engineering* c. 193-208

- [7] Danilov, I., Paul, R., Hackert-Oschätzchen, M., Zinecker, M., Quitzke, S., Schubert, A. Random sequential simulation of the resulting surface roughness in plasma electrolytic polishing of stainless steel *Procedia CIRP* Volume 95, 2020, Pages 981-986 20th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining, ISEM 2020; Zurich, Online; Switzerland; 19 January 2021 до 21 January 2021
- [8] Гайсин Ф.М., Сон Э.Е. Электрические разряды в парогазовой среде с нетрадиционными электродами // “Энциклопедия низкотемпературной плазмы” / Под ред. Фортова В.Е. М.: Наука, 2000. С. 241.
- [9] Witzke M., Rumbach P., Go D. B., Sankaran R. M. Evidence for the electrolysis of water by atmospheric-pressure plasmas formed at the surface of aqueous solutions // *J. Phys. D: Appl. Phys.* 2012. V. 45. P. 5.
- [10] Кревсун Э. П., Куликов И. С., Устройство для электролитно-плазменной обработки токопроводящего изделия Патент на изобретение Республики Беларусь №16101 Кл. МПК: В 23НЗ/00.2012.08.30
- [11] Словецкий Д. И., Терентьев С. Д., Плеханов В. Г. Механизм плазменно-электролитного нагрева металлов // *ТВТ.* 1986. Т.24. № 2. С. 353.
- [12] Григорьев А.И. О переносе энергии и формировании электрического тока в окрестности опущенного в электролит, сильно нагретого протекающим током электрода // *Журнал технической физики*, 2004, том 74, вып.5- С. 38-43.
- [13] Popov A.I., Popova A.I., Popova D.A., Process aspects of jet electrolytic plasma processing, *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 25 (4 2019)
- [14] Ablyaz, T.R., Muratov, K.R., Ushomirskaya, L.A., Zarubin, D.A., Sidhu, S.S. Electrolytic plasma polishing technique for improved surface finish of ed machined components 2019 *Engineering Solid Mechanics* 7(2), с. 131-136
- [15] Ал.Ф. Гайсин, Р.Ш. Басыров, Э.Е. Сон, “Модель тлеющего разряда между электролитическим анодом и металлическим катодом”, *ТВТ*, 53:2 (2015), 193–197
- [16] Гайсин А. Ф., Сон Э. Е. Паровоздушные разряды между электролитическим катодом и металлическим анодом при атмосферном давлении // *ТВТ.* 2005. Т.43 № 1. С.5.
- [17] Bagautdinova, L.N., Gaisin, F.M. A multichannel discharge in conducting liquid at atmospheric pressure. *High Temp* 48, 126–128 (2010). <https://doi.org/10.1134/S0018151X10010153>
- [18] Галимзянов И. И., Гайсин Ал.Ф., Фахрутдинова И.Т., Шакирова Э.Ф., Ахатов М.Ф., Каюмов Р.Р. // Некоторые особенности развития

- электрического разряда между струйным анодом и жидким катодом ТВТ . 2018. Т.56. №2. С306.
- [19] Popov, A.I., Novikov, V.I. & Radkevich, M.M. Characteristics of the Development of Electric Discharge between the Jet Electrolyte Cathode and the Metal Anode at Atmospheric Pressure. *High Temp* 57, 447–457 (2019). <https://doi.org/10.1134/S0018151X19030118>
- [20] Popov A.I., Radkevich M.M., Teplukhin V.G. Thinnest finishing treatment with a focused jet of electrolytic plasma. *Lecture Notes in Mechanical Engineering* (см. в книгах). 2020. С. 139-149.
- [21] Попов А.И., Радкевич М.М., Кудрявцев В.Н., Захаров С.В., Кузьмичев И.С. Установка для электролитно-плазменной обработки турбинных лопаток. Патент на изобретение РФ № 2623555. Кл. МПК: С25F7/00. 27.06.2017
- [22] Гайсин А.Ф. Устройство для получения электрического разряда Патент на изобретение РФ № 2457571. IPC: H01J13/02. 27.07.12
- [23] Ф.М.А. Аль-Харети, О.А. Омаров, Н.О. Омарова, П.Х. Омарова влияние внешних магнитных полей на энергетические характеристики искрового пробоя в газах высокого давления «Вопросы Атомной Науки и Техники. сер. Термоядерный синтез, 2015, т. 38, вып. 1

A.I. Popov, A.I. Popova, M.M. Radkevich,
S.V. Zakharov, I.A. Roletsky, K.G. Kolesin

ANALYSIS OF INTERACTION OF ELECTROLYTIC PLASMA JET WITH THE SURFACE OF STAINLESS STEELS

Abstract

This article presents the results of a study of the effect of electric discharges of different power on the surface of the workpiece during electrolyte-plasma jet treatment using a hollow current lead at different temperatures of the electrolyte directed to the treatment zone. The materials considered were stainless steels used in the production of turbine blades 20Kh13, 15KhMFSH and 08Kh18N9T, as well as its foreign analogue AISI 304. The volume and mass of the defect layer appearing on the surface of parts after various types of machining were simulated. The analysis of the surface morphology and the use of computer modeling of the processing zone are carried out. The calculation of the number of single discharges per unit of time and the energy of a single discharge for different conditions is carried out. It is shown that at small distances, low concentrations and low electrolyte temperatures, the process of electrolyte-plasma processing proceeds according to the electroerosive

mechanism, which determines the high speed of dimensional electrolyte-plasma processing.

Key words: electrolyte, surface morphology, electrolyte - plasma discharge, temperature, Jet-PeP

REFERENCES

- [1] Ushomirskaya L.A., Veselovskiy A.P. Intensifikatsiya tekhnologicheskikh protsessov izgotovleniya detaley mashin pri ispolzovanii razlichnykh vidov energii // *Metalloobrabotka*. 2010. 2(56). S.46. (rus.)
- [2] Kulikov I.S. Elektrolitno-plazmennaya obrabotka materialov / I.S.Kulikov, S.V.Vashchenko, A.Ya.Kamenev; NAN Belarusi, Obyedinenny in-t energeticheskikh issledovaniy - Sosny. - Minsk: Belaruskaya navuka, 2010. - 232 s. - ISBN 978-985-08-1215 (rus.)
- [3] Nestler K., Böttger-Hiller F., Adamitzki W., Glowa G., Zeidler H., and Schubert A.// *Plasma Electrolytic Polishing - An Overview of Applied Technologies and Current Challenges to Extend the Polishable Material Range* // *Procedia CIRP*. 2016. V. 42. P. 503-507.
- [4] Alekseyev Yu.G., Korolev A.Yu. Parshuto A.E. Niss V.S. Elektrolitno-plazmennaya obrabotka pri nestatsionarnykh rezhimakh v usloviyakh vysokogradiyentnogo elektricheskogo polya // *Nauka i tekhnika*. 2017. T.16, №5. S391. (rus.)
- [5] Danilov I. Hackert-Oschätzchen M., Zinecker M., Meichsner G., Edelmann J., Schubert A. Process Understanding of Plasma Electrolytic Polishing through Multiphysics Simulation and Inline Metrology. *Micromachines* 2019, 10, 214; DOI:10.3390/mi10030214
- [6] Zakharov, S.V., Korotkikh, M.T. Electrolyte-Plasma Polishing Ionization Model 2020 *Lecture Notes in Mechanical Engineering* c. 193-208
- [7] Danilov, I., Paul, R., Hackert-Oschätzchen, M., Zinecker, M., Quitzke, S., Schubert, A. Random sequential simulation of the resulting surface roughness in plasma electrolytic polishing of stainless steel *Procedia CIRP Volume 95, 2020, Pages 981-986* 20th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining, ISEM 2020; Zurich, Online; Switzerland; 19 January 2021 до 21 January 2021
- [8] Gaysin F.M., Son E.Ye. Elektricheskiye razryady v parogazovoy srede s netraditsionnymi elektrodami // *Entsiklopediya nizkotemperaturnoy plazmy* / Pod red. Fortova V.Ye. M.: Nauka, 2000.S. 241. (rus.)
- [9] Witzke M., Rumbach P., Go D. B., Sankaran R. M. Evidence for the electrolysis of water by atmospheric-pressure plasmas formed at the surface of aqueous solutions // *J. Phys. D: Appl. Phys.* 2012. V. 45. P. 5.

- [10] Krevsun E. P., Kulikov I. S., Ustroystvo dlya elektrolitno-plazmennoy obrabotki tokoprovodyashchego izdeliya Patent na izobreniye Respubliki Belarus №16101 Kl. MPK: B 23H3/00.2012.08.30. (rus.)
- [11] Slovetskiy D. I., Terentyev S. D., Plekhanov V. G. Mekhanizm plazmenno-elektrolitnogo nagreva metallov//TVT. 1986. T.24. № 2.S. 353. (rus.)
- [12] Grigoryev A.I. O perenose energii i formirovaniy elektricheskogo toka v o krestnosti opushchennogo v elektrolit, silno nagretogo protekayushchim tokom elektroda // Zhurnal tekhnicheskoy fiziki, 2004, tom 74, vyp.5- S. 38-43. (rus.)
- [13] Popov A.I., Popova A.I., Popova D.A., Process aspects of jet electrolytic plasma processing, St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology, 25 (4 2019)
- [14] Ablyaz, T.R., Muratov, K.R., Ushomirskaya, L.A., Zarubin, D.A., Sidhu, S.S.Electrolytic plasma polishing technique for improved surface finish of ed machined components 2019 Engineering Solid Mechanics 7(2), с. 131-136
- [15] Ал.Ф. Гайсин, Р.Ш. Басыров, Э.Е. Сон, “Модель тлеющего разряда между электролитическим анодом и металлическим катодом”, ТВТ, 53:2 (2015), 193–197
- [16] Gaisin, A.F., Son, E.E. Vapor-air discharges between electrolytic cathode and metal anode at atmospheric pressure. High Temp 43, 1–7 (2005). <https://doi.org/10.1007/s10740-005-0040-5>
- [17] Bagautdinova, L.N., Gaisin, F.M. A multichannel discharge in conducting liquid at atmospheric pressure. High Temp 48, 126–128 (2010). <https://doi.org/10.1134/S0018151X10010153>
- [18] Galimzyanov, I.I., Gaisin, A.F., Fakhrutdinova, I.T. et al. Characteristics of the Development of Electric Discharge between Jet Anode and Liquid Cathode. High Temp 56, 296–298 (2018). <https://doi.org/10.1134/S0018151X18020086>
- [19] Popov, A.I., Novikov, V.I. & Radkevich, M.M. Characteristics of the Development of Electric Discharge between the Jet Electrolyte Cathode and the Metal Anode at Atmospheric Pressure. High Temp 57, 447–457 (2019). <https://doi.org/10.1134/S0018151X19030118>
- [20] Popov A.I., Radkevich M.M., Teplukhin V.G. Thinnest finishing treatment with a focused jet of electrolytic plasma. Lecture Notes in Mechanical Engineering (см. в книгах). 2020. С. 139-149.
- [21] Popov A.I., Radkevich M.M., Kudryavtsev V.N., Zakharov S.V., Kuzmichev I.S. Ustanovka dlya elektrolitno-plazmennoy obrabotki turbinnykh lopatok. Patent na izobreniye RF № 2623555. Kl. MPK: C25F7/00. 27.06.2017 (rus.)

- [22] Gaysin A.F. Ustroystvo dlya polucheniya elektricheskogo razryada Patent na izobreteniyе RF № 2457571. IPC: H01J13/02. 27.07.12. (rus.)
- [23] F.M.A. Al-Khareti, O.A. Omarov, N.O. Omarova, P.Kh. Omarova vliyaniye vneshnikh magnitnykh poley na energeticheskiye kharakteristiki iskrovogo proboya v gazakh vysokogo davleniya «Voprosy Atomnoy Nauki i Tekhniki. ser. Termoyadernyy sintez, 2015, t. 38, vyp. 1. (rus.)

УДК 621.78

А.И. Попов¹, М.М. Радкевич²,
В.Г. Теплухин³, А.С. Фумин⁴, В.В. Ковальчук⁵

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СЪЕМА МЕТАЛЛА ПРИ ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКОЙ СТРУЙНОЙ ПРОШИВКЕ ОТВЕРСТИЙ В НЕРЖАВЕЮЩИХ СТАЛЯХ



¹Александр Иннокентьевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: popov_ai@spbstu.ru .



²Михаил Михайлович Радкевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: radkevich_mm@spbstu.ru .



³Василий Гельевич Теплухин
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: tebukhin_vg@spbstu.ru .



⁴Александр Сергеевич Фумин
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: vosxondav@mail.ru .



⁵Владимир Валентинович Ковальчук
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-93-02, E-mail: falko15@mail.ru .

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы формирования отверстий в пластинах и образцах из нержавеющей стали 08X18H9T(AISI 304), 20X13 струйной электролитической обработкой. Результаты показали, что значительное увеличение скорости прошивки отверстий наблюдается при увеличении объемного расхода электролита, мощности, плотности тока и снижении температуры электролита. Установлено что, дефектам в зоне обработки характерно наличие следов эрозионного разрушения, электрохимической обработки и электролитно-плазменного полирования. Рассчитана величина энергии дуговых разрядов в межэлектродном зазоре при его уменьшении. Показано распределение дефектов поверхности отверстия в зоне обработки при различных параметрах(режимах) процесса.

Ключевые слова: механизм, электролитический катод, струйная эрозионная обработка, морфология поверхности, дуговой разряд, искровой разряд, прошивание отверстий.

Введение

Одной из важных задач современного машиностроения является размерная обработка изделий из различных металлических материалов. Среди традиционных методов обработки материалов наибольшее распространение получили методы механической размерной обработки. К ним можно отнести обработку фрезерованием, обработку резцами на токарных станках, обработку сквозных и глухих цилиндрических отверстий сверлением, зенкерованием и развертыванием и шлифованием [1,2,3]. Обработку сложных форм отверстий - протяжками, прошивками, долбежными резцами. Кроме механических методов обработки, в настоящее время, все большее распространение находят методы электрофизической и электрохимической обработки [4-13]. К этим методам можно отнести электрохимическое формообразование поверхностей с применением сильных электролитов с использованием кислот, а также слабых электролитов с использованием водных растворов солей. К электрофизическим методам обработки можно отнести методы копировального прошивания и вырезания отверстий сложных форм на двух - пяти координатных станках электродом-инструментом в виде копира (проволоки, вращающейся трубки). Каждый из отмеченных методов имеет свои недостатки, которые связаны с износом режущей части, растворением или эрозией проволоки, электрода-инструмента [14-15]. Поэтому использование в качестве инструмента электролитической струи является несомненным преимуществом. Данный инструмент не изнашивается и может быть использован как для прошивания отверстий,

так и для сканирования по поверхности, осуществляя скоростную размерную, а затем финишную обработку. Работ, посвященных исследованию размерной электролитической обработки недостаточно [16,17,18]. Целью настоящей работы является изучение возможности применения электролитического прошивания отверстий в пластинах из нержавеющей сталей и определения скорости удельного съема металла. Задачами исследования являлись: оценка морфологии поверхности, расчет мощности дуговых разрядов, снятие вольт - амперных характеристик и выбор расстояния между электродами (межэлектродного зазора).

Методы

Методика проведения эксперимента заключается в установлении эффективности размерной обработки деталей электролитической струей. Предполагается, что значительное увеличение скорости съема металла в локальной области обработки может быть достигнут благодаря большому объемному расходу электролита, снижению его температуры, использованию насыщенного раствора электролита, значению напряжения, которое соответствует электролитно-плазменному режиму. Все это обуславливает изменения процессов взаимодействия электрического разряда и поверхности металлического анода, за счет перехода от режима химического травления или электролитно - плазменного полирования в режим комбинированной размерной эрозионной, электрохимической, электролитно - плазменной обработки. Это по сути означает возможность использования струи электролита для скоростной размерной обработки. В этом направлении ведутся работы, но они в большей степени относятся к микрообработке с небольшими скоростями сканирования электролитической струей и в режиме электрохимической обработки [4-6,16,17]. Проблема высокоскоростной размерной электролитической обработки в настоящее время остается открытой. Использование комбинированных методов, сочетающих в едином цикле технологическом цикле электрохимических и электрофизических процессов, протекающих в струе электролита позволит решить проблему высокоскоростной размерной обработки.

Оборудование и материалы

Для реализации струйной электролитической обработки использовалось устройство предложенное в работах [19]. Принципиальная схема обработки приведена на рис.1. Устройство было оснащено блоком питания постоянного тока, с диапазоном плавной регулировки от 20 до 500 В [20]. Параметры вольт - амперной характеристики фиксировались

цифровым милливольтметром UT61В с точностью измерения по напряжению $\pm (0,5\%+1)$, точностью измерения по току $\pm (1,5\%+3)$. В нашем случае мы использовались насыщенный водный раствор электролита и хлорида натрия (NaCl) с концентрацией 100-300 г/л. Для увеличения скорости потока электролита он прокачивался лопастным насосом из емкости с объемным расходом электролита 48 - 90 л/час. Объемный расход электролита рассчитывали по формуле:

$$Gv = \frac{3600 \cdot 1}{t}; \text{ (л/ч)}$$

где: t – время заполнения объема равного одному литру, прокачанным электролитом через полый токоподвод.

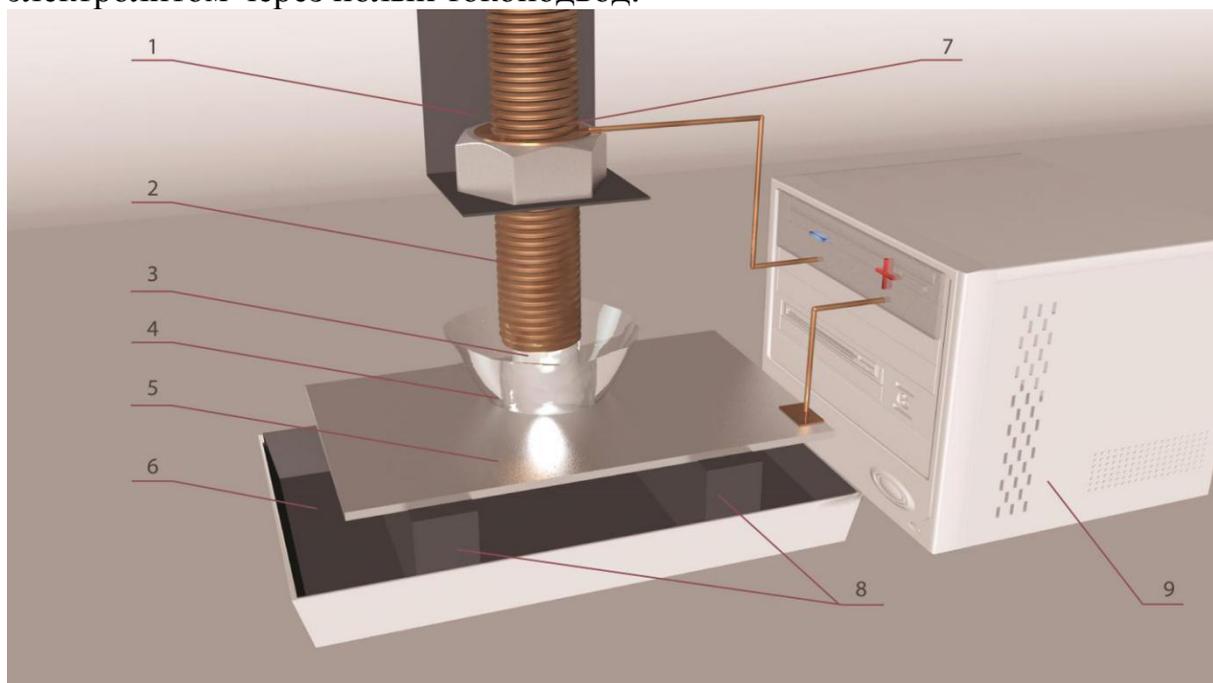


Рис. 1. Принципиальная схема прошивания отверстий: 1 - держатель токоподвода, 2 - полый токоподвод, 3 - электролитический катод, 4 - инверсионный поток электролита, 5 - образец – анод, 6 - ванна приема электролита, 7 - трубопровод подачи электролита, 8 - изолированные опоры, 9 - блок питания.

В качестве образцов использовались маркированные пластины размером 50x50x1 мм из нержавеющей стали 08X18H9T (AISI 304) и криволинейные образцы из стали 20X13. Относительная погрешность пирометра составила $1,5\%+1^{\circ}\text{C}$. Электролит охлаждался до температуры $16-23^{\circ}\text{C}$ холодильным устройством. Температуру электролита на входе в полый катод изменяли от $12-90^{\circ}\text{C}$ инфракрасным пирометром TA601C. Убыль массы образцов измеряли на лабораторных весах VM213M с ценой деления 0.001 г. Образцы взвешивались не менее 7 раз. Измерение скорости времени прошивания образцов проводили по секундомеру. Межэлектродный зазор изменяли в диапазоне 2-15 мм. В качестве

токоподвода использовалась медная трубка внутренним диаметром 3 мм выполняющая роль полого катода.

Результаты

При проведении опытов были получены значения скорости прошивания нержавеющей пластины из стали 08X18H9T. Данные занесены в таблицу 1.

Анализ результатов исследований показывает, что в процессе струйной электролитической обработки наибольшее влияние на выходные параметры процесса оказывают высота межэлектродного зазора плотность тока, температура электролита, концентрация раствора электролита. Уменьшение высоты межэлектродного зазора приводит к увеличению величины плотности тока, падения напряжения, уменьшению времени прошивания отверстия и увеличению удельной скорости съема материала пластины.

Таблица 1. Результаты эксперимента струйной электролитно - плазменной обработки при прошивании отверстия в нержавеющей стали 08X18H9T

Опыт №	1	2	3	4	5
Высота межэлектродного промежутка, мм	3	5	7	10	15
Сила тока, А	5,1	3,5	2,9	2,2	1,5
Установленное напряжение, В	225	225	225	225	225
Рабочее напряжение, В	172,5	185	190	197,9	203
Средняя убыль массы заготовки, г	0,104	0,126	0,102	0,102	0,102
Время прошивания, сек	55	135	155	196	255
Удельная скорость съема материала, г/с	0,0019	0,0009	0,0007	0,0005	0,0004

Как видно из рис. 2. с увеличением напряжения разряда повышается значение величины тока и, следовательно, плотности тока на единицу площади. При увеличении высоты межэлектродного зазора зафиксирован рост предельного значения напряжения при котором начинают формироваться искровые разряды с большой энергией, переходящие, в

дуговые разряды. При концентрации электролита 100 г/л максимальное рабочее напряжение достигает 322 В. Дальнейшее повышение напряжения вызывает дуговые разряды, что делает невозможным дальнейшую обработку. Использование насыщенного раствора электролита приводит к падению напряжения на разряде и изменяется в пределах от 52.5 до 22 В.

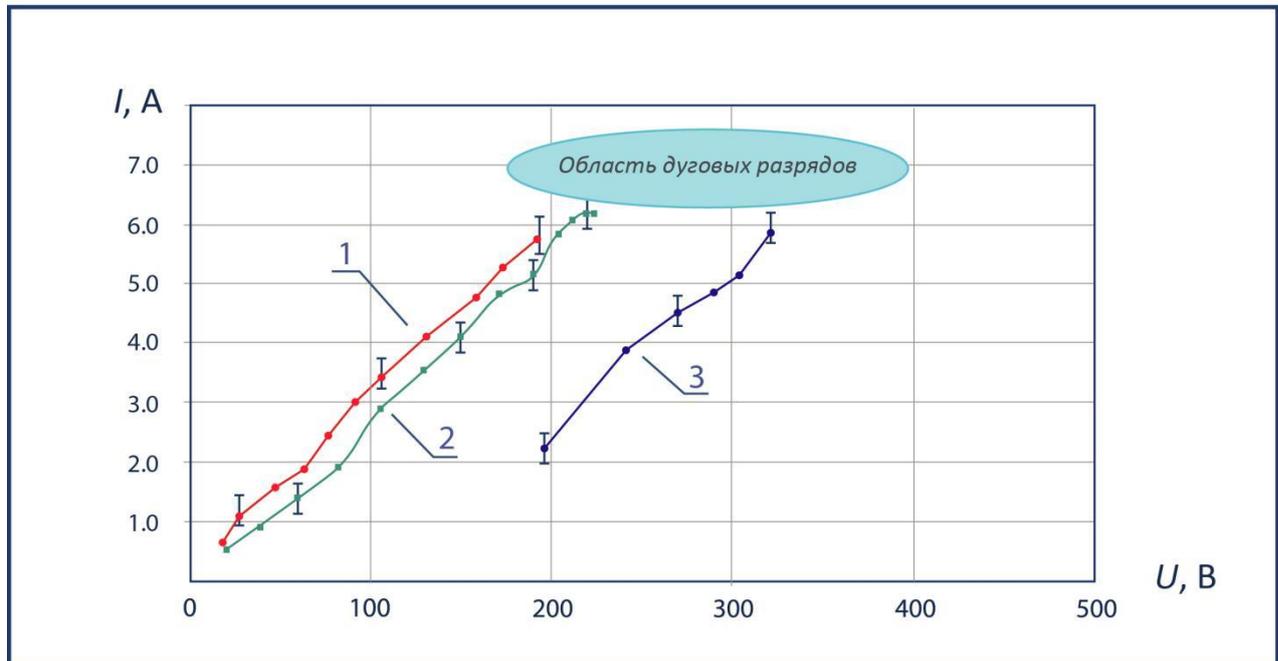


Рис. 2. Вольт - амперная характеристика процесса в зависимости от высоты межэлектродного зазора: 1 - 3мм; 2 - 5 мм; 3 - 10 мм.

При увеличении напряжения до 322 В и межэлектродного зазора до 10 мм наблюдается максимальное падение напряжение до 80 В. Очевидно, что при увеличении напряжения и большом межэлектродном зазоре имеем место, как рост напряженности, так и рост количества ионизированных частиц - источников переноса заряда и, как следствие, увеличение потребления тока до момента возникновения дуговых разрядов. Подводимая мощность для образования разряда оказывает значительное влияние на время прошивания отверстия в пластине. С уменьшением мощности время прошивания увеличивается по экспоненциальной зависимости (рис.3.). При увеличении мощности от 480 Вт до 2000 Вт наблюдается почти линейная зависимость времени прошивания отверстия от мощности электрического разряда. Анализ морфологии поверхности пластины после электролитического прошивания показывает наличие не одного, а нескольких механизмов взаимодействия электролитической струи с поверхностью металлического анода. Можно выделить три механизма воздействия на поверхность обрабатываемых образцов: электрохимический, электролитно - плазменный, электроэрозионный. В зависимости от режима обработки поверхность в зоне электрического

разряда и самом отверстии имеет разную морфологию. Установлено, что поверхность отверстия в металлическом аноде имеет преимущественно форму в виде сферы, с выходным отверстием диаметром $\varnothing 2-3$ мм посередине.

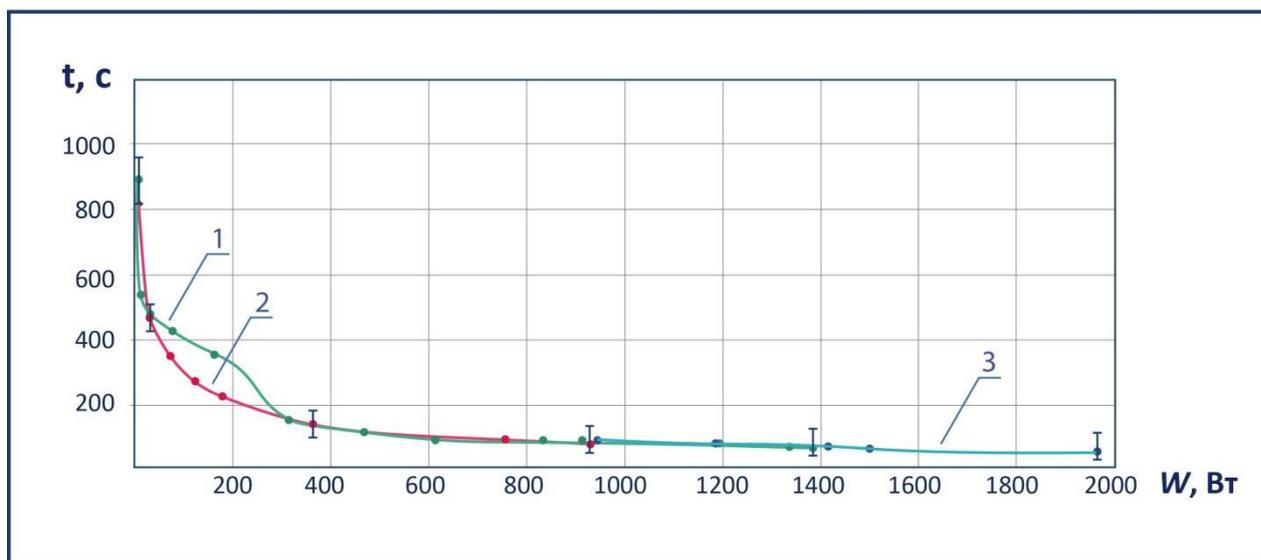
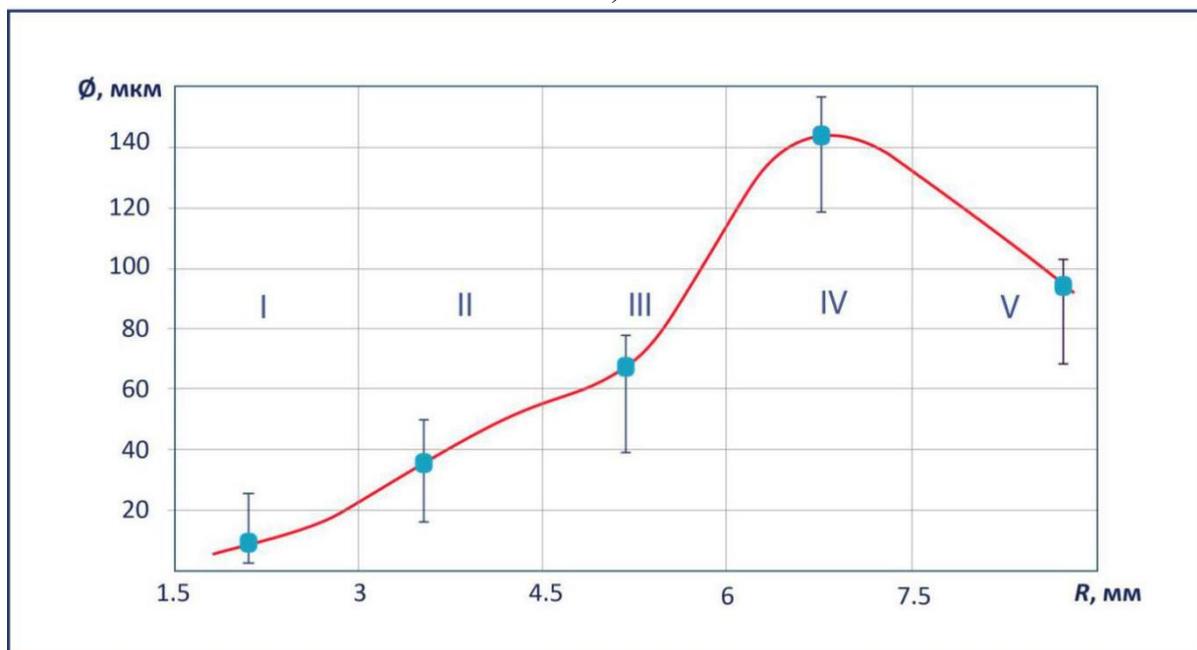


Рис. 3. Зависимость времени прошивания отверстия от мощности электрического разряда.

Обратная сторона пластины при выходе электролитической струи не имеет ровной плоскости. Фиксируется наличие плавного перехода к основной поверхности с большим радиусом. При этом кромка перехода на границе выходного отверстия расположена выше нижней плоскости пластины равна 0.2 - 0.5 мм. Наружная поверхность пластины в зоне контакта с электролитическим катодом имеет значительное число дефектов. Дефекты имеют как правило округлую форму. При комбинированном режиме обработки размеры данных дефектов по поверхности пластины и по конфигурации отверстия имеют различную величину. Диапазон распределения дефектов по наружному диаметру показан на рис.4. На поверхности фиксируются следы эрозии либо гладкая блестящая поверхность при наличии совмещенного электрохимического и электролитно-плазменного процессов. Наиболее полно динамика формирования электроэрозионного разряда при объемном расходе 48 л/ч и температурой на входе в полый катод $T = 16-21^{\circ}\text{C}$ представлена на (рис.5. а., б., в.). При этом по всей сферической поверхности разряда наблюдается только электроэрозионный механизм изменения поверхности при воздействии искровых разрядов разной мощности. В центральной области соответствующей движению основного потока электролитической струи также наблюдаются следы эрозии, но в значительно меньшем объеме. Очевидно в сечении струи мы имеем комбинированный электроэрозионный и электрохимический механизмы обработки

поверхности. Проведенные исследования показывают, что механизм формирования поверхности проявляется не только на наружной стороне пластины, но и на обратной стороне. Этот эффект сохраняется даже при прошивании более глубоких отверстий, например для турбинной лопатки.

а)



б)

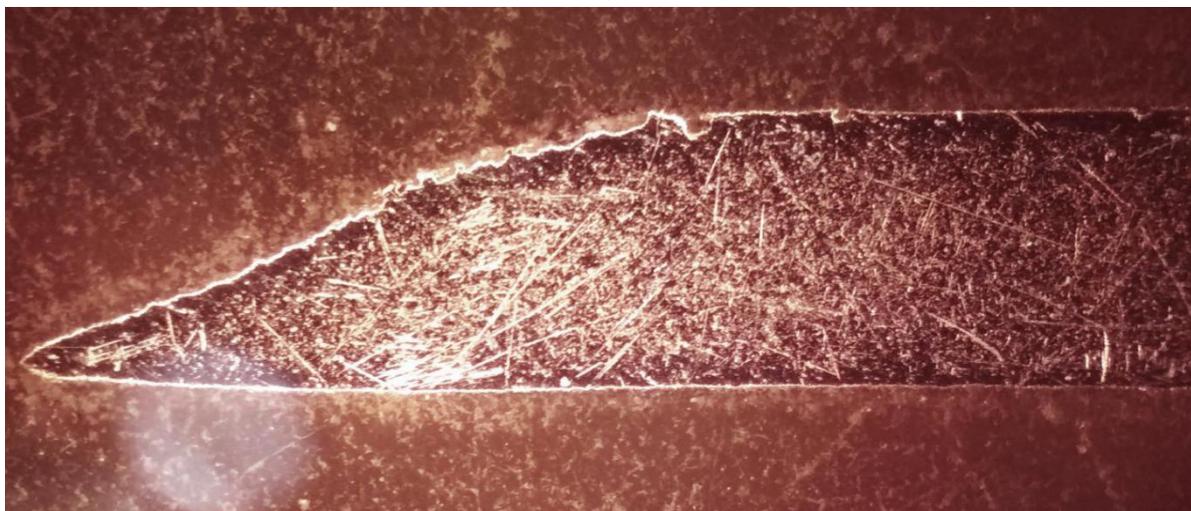


Рис. 4. Зависимость распределения дефектов от расстояния до центра отверстия: а) I - зона полировки, II - зона осаждения атомов меди, III - зона совмещенной эрозионной и электролитно-плазменной обработки поверхности, IV - зона разрядов с максимальной энергией, V - эрозионная зона периферии электрического разряда, б) морфология поверхности на поперечном шлифе отверстия.

Электрохимический механизм анодного растворения поверхности, совмещенный с электролитно-плазменным разрядом показан на (рис.5. г., д., е.). Сферическая поверхность отверстия имеет блестящую гладкую

область. Однако область расположенная непосредственно под трубкой полого катода имеет следы растравливания по форме соответствующие срезу трубки (рис.5. д.). В отдельных случаях наблюдается конкурирующий рост зоны электрохимического растравливания и анодного растворения поверхности, совмещенного с электролитно-плазменным разрядом (рис.5. е.). Очевидно это обусловлено разными скоростями потоков электролита и различным межэлектродным расстоянием. Также наблюдается конкурирующий процесс электроэрозионной обработки сферической поверхности с совмещенным электрохимическим и электролитно - плазменным процессами. Нижняя область отверстия имеет блестящую гладкую область, с канавками (рисками), следами от выходящего в разные стороны электролита (рис.5. ж.).

Характерным электрохимическим механизмом анодного растворения поверхности является (рис.5. з., и.). На поверхности формируются фигуры в виде запятых, что говорит о турбулентности потока электролита в поверхностном слое. Место выхода электролита имеет не ровные края, что указывает на электрохимическое разрушение отдельных групп зерен (рис. 5.и.).

Расчетная часть

Для электролитической обработки характерным является не только наличие полированной поверхности или поверхности со следами эрозии, но и поверхности со следами дуговых разрядов в виде локальных областей расплавленного и застывшего металла. Они возникают при малых расстояниях между электродами 0.5-2 мм и имеют большую продолжительность, чем искровые разряды. В этой связи, воздействие такого разряда на обрабатываемую поверхность значительно больше по площади (размерам). В случае приближения полого токоподвода к металлическому аноду в насыщенном растворе электролита возникает электрический пробой межэлектродного зазора, который сопровождается переходом искрового разряда в дуговой разряд. Замечено, что этому способствует высокая проводимость среды, применяемого электролита. Особенностью образования дуговых разрядов является то, что значительная их часть возникает в зоне пробоя. В увеличение проводимости среды свой вклад вносит разрушение полого катода (рис.6. а.), что связано с активным переносом меди полого катода на анод (рис.6. б.).

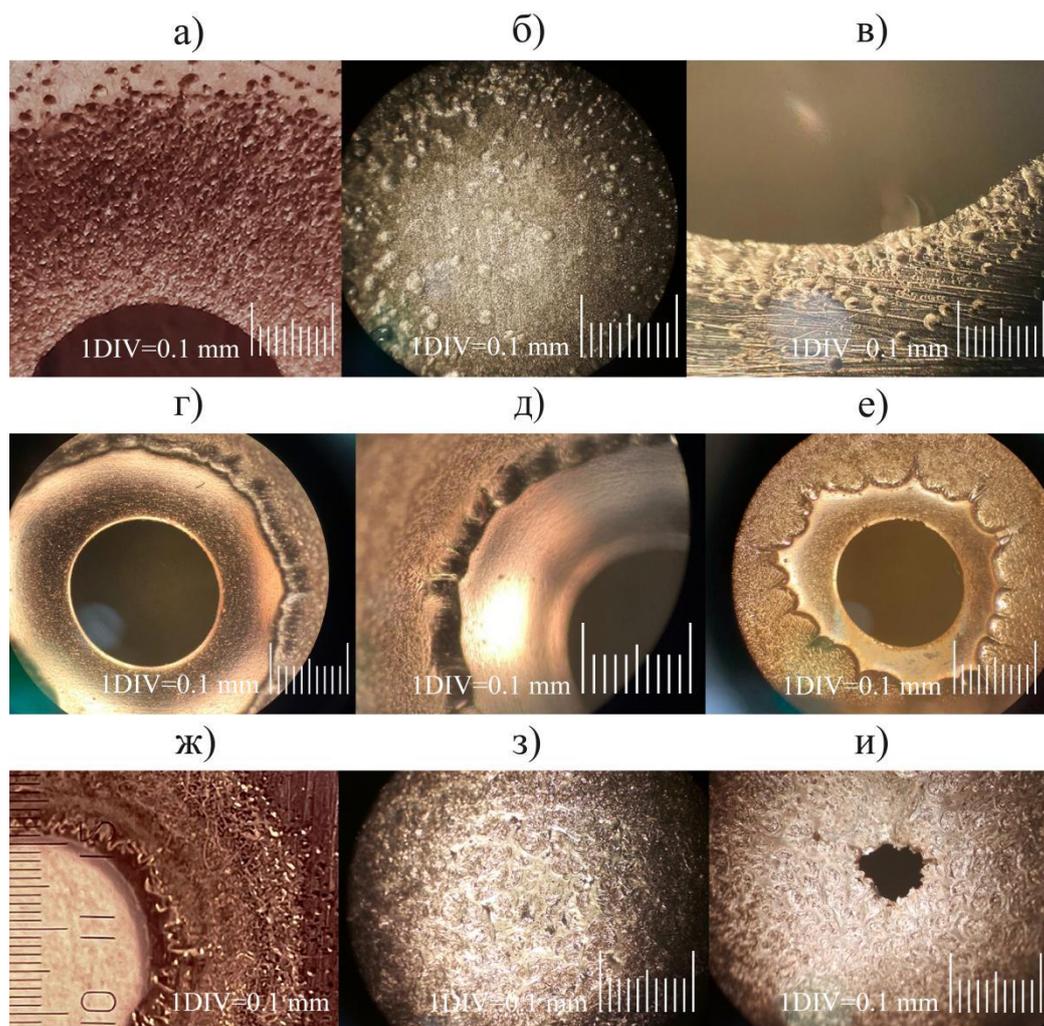


Рис. 5. Морфология поверхности пластин из нержавеющей стали 08X18H9T (AISI 304) после струйной электролитной обработки: а) - эрозионный механизм; б) - комбинированный эрозионный, электрохимический электролитно-плазменный механизмы; в) - эрозионный механизм; г) - комбинированный электрохимический и электролитно - плазменный механизмы; д) - зоны электрохимического травления под трубкой полого катода; е) - конкурирующие механизмы: совмещенный электрохимический и электролитно-плазменный с электрохимическим растравлением под трубкой полого катода; ж) - комбинированный механизм удаления объема материала: эрозионный, совмещенный электролитно - плазменный и электрохимический; з) - электролитно - плазменный и электрохимический механизмы растворения поверхности; и) - отверстие выхода электролита.

Наличие красноватого оттенка меди на полированной области свидетельствует о том, что в процессе возникновения дугового разряда материал трубки полого катода в атомарном виде и ионов меди осаждаются на анод. Размеры дефектов поверхности после дуговых разрядов среднем составляют 0.8 мм.

а)

б)

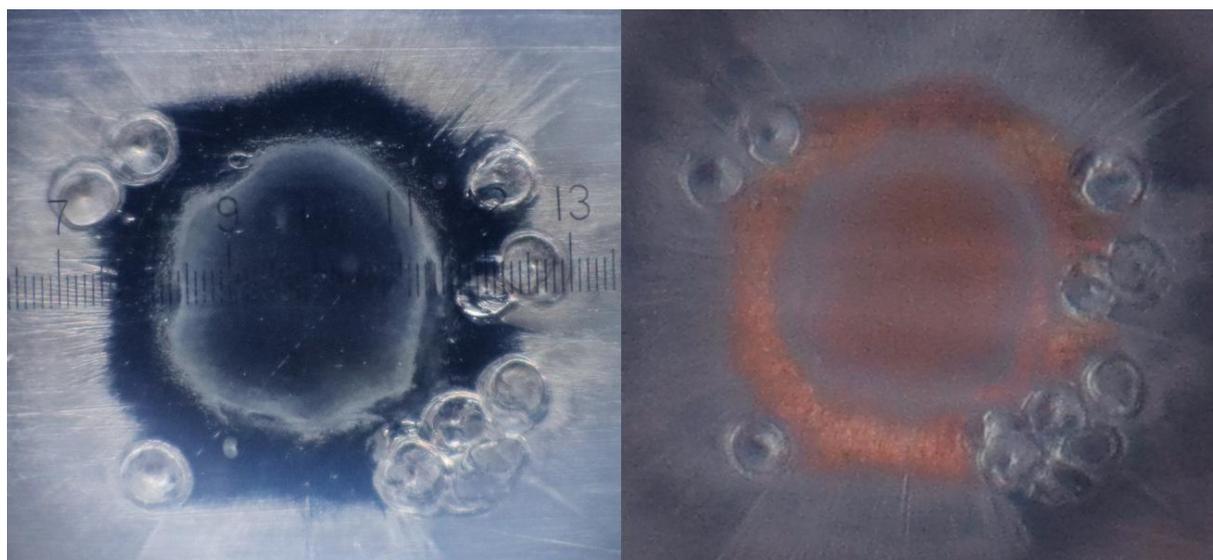


Рис. 6. Морфология поверхности пластины из нержавеющей стали 08X18H9Т после обработки струей электролита с объемным расходом 48 л/ч и температурой на входе в полый катод $T = 21^\circ\text{C}$: а) - размеры зоны разряда; б) - перенос материала полого катода на анод.

Если выполнить расчет с целью определения энергии единичного дугового разряда возникающего между двумя токоподводами, то в общем виде энергию дугового разряда можно записать формулой

$$W_{a.d.} = \int_0^{\tau_{a.d.}} U(\tau) * I(\tau) d\tau, \quad \text{Дж} \quad (1)$$

где,

I – среднее значение тока дугового разряда;

U – среднее значение напряжения дугового разряда.

τ – продолжительность действия дуговых разрядов.

Для частного случая расчет энергии единичного дугового разряда можно представить в следующем виде.

Полная мощность, выделяемая разрядом:

$$N = I * U, \quad \text{Вт} \quad (2)$$

Энергия W , выделяемая при разряде с течением времени:

$$W = N * \tau, \quad \text{Дж} \quad (3)$$

где,

τ – продолжительность действия дуговых разрядов.

Рассмотрим количество энергии $W a.d.$, выделяемой на один разряд:

$$W a.d. = \frac{I * U * \tau}{\sum^n}, \quad \text{Дж} \quad (4)$$

где,

\sum^n - общее количество дуговых разрядов (одиночных зон проплавления) за единицу времени.

Подсчет числа единичных дуговых разрядов \sum^n показывает, что в нашем случае их число достигает 12 ед

Общее время действия дуговых разрядов $\sum \tau$ – составило 2.5 с.

Таким образом, энергия единичного дугового разряда $W a.d.$, Дж для нашего случая составила: $W a.d. = 198.7$ Дж

Обсуждение

Проведенные исследования и полученные результаты позволяют утверждать, что вполне возможно применять технологию обработки направленной струей электролита для струйной размерной обработки деталей. При этом температура, подаваемого в рабочую зону электролита может быть равна комнатной.

Показано, что при формировании электролитической струи в локальной области имеет место обработка поверхности одновременно несколькими механизмами, присущими электролитической обработке. В процессе удаления металла с поверхности детали можно выделить электроэрозионный, электролитно-плазменный и электрохимический механизмы. В результате исследований установлены основные закономерности воздействия электролитической струи на поверхность нержавеющей стали 08X18H9T (AISI 304) и 20X13 при формировании отверстий. Это имеет большое значение для понимания возможности применения электролитической струи, как для получения отверстий, так и для размерной обработки. Определены оптимальные режимы прошивания отверстий и режимы струйной размерной обработки путем сканирования поверхности. В целом полученные результаты в данной работе согласуются с результатами других исследователей. Выполненные исследования позволяют создать предпосылки для решения вопроса струйной размерной электролитической обработки не только двумерных поверхностей в виде пластин, цилиндров, конусов, но и сложных сплайновых поверхностей (турбинных лопаток).

Заключение

1. При струйной электролитической обработке одновременно осуществляются несколько механизмов разрушения и съема металла: электрохимический, электроэрозионный, электролитно - плазменный. При этом удаление объема материала нержавеющей стали происходит вследствие преобладания одного из механизмов.

2. При обработке деталей на повышенных температурах электролита основным механизмом удаления металла в центре отверстия, размеры которого сопоставимы с размерами внутреннего диаметра трубки полого катода является электрохимический механизм растворения поверхности металлического анода.

3. При обработке деталей при пониженной температуре электролита основной вклад в механизм удаления металла во всем объеме детали является электроэрозионный механизм разрушения поверхности материала анода.

4. Скорость удаления материала анода экспоненциально зависит от прилагаемой мощности в межэлектродном промежутке.

5. При приближении полого катода к поверхности анода на расстояние меньше 2 мм возникают дуговые разряды на два порядка превышающие мощность искровых разрядов.

Благодарность

А

вторые приносят благодарность графическому дизайнеру Поповой Д.А. за подготовку иллюстраций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Kunarev, E.A., Makarova, T.A., Lyubomudrov, S.A. Influence of Cutting Conditions on the Temperature, Local Stress, and Surface Roughness of Stellite 2021 Russian Engineering Research 41(2), с. 175-179
- [2] Larionova, T., Lyubomudrov, S., Larionov, E. Machinability of heat-resistant titanium alloys during turning 2021 Materials Science Forum 1022 MSF, с. 62-70
- [3] Назаров Н.Г., Руденко Н.Р., Синавчиан С.Н. Моделирование процесса подачи абразивной суспензии в процессе доводки. Машиностроитель: Ежемесячный научно -технический журнал № 6. Машиздат 27.06.2017 ISSN 0025-4568 с. 18-23.

- [4] Han W, Kunieda M. Fabrication of tungsten micro-rods by ECM using ultra-short-pulse bipolar current. *CIRP Annals-Manufacturing Technology* (2017), <http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2017.04.131>
- [5] Eco-friendly NaCl-based electrolyte for electropolishing 316L stainless steel September 2020 *Journal of Manufacturing Processes* 58:1257-1269 DOI: 10.1016/j.jmapro.2020.09.036
- [6] Wei Han, Masanori Kunieda Research of Micro EDM/ECM method in same electrolyte with running wire tool electrode *Precision Engineering* 70(1) DOI: 10.1016/j.precisioneng.2021.01.013
- [7] Фортов В.Е. Энциклопедия низкотемпературной плазмы Теплофизика высоких температур. 2008. Т. 46. № 1. С. 5-6.
- [8] Куликов, И. С. Электролитно-плазменная обработка материалов / И. С. Куликов, С. В. Ващенко, А. Я. Каменев. – Минск : Беларуская навука, 2010. – 232 с. – ISBN 978-985-08-1215-5.
- [9] D'yakov, I.G., Belkin V.S., Shadrin, S.Y. et al. Peculiarities of heat transfer at anodic plasma electrolytic treatment of cylindrical pieces. *Surf. Engin. Appl. Electrochem.* 50, 346–355 (2014). DOI:10.3103/S1068375514040061
- [10] Barinov Y.A., Shkol'nik S.M. //Discharge with a liquid nonmetallic cathode (tap water) in atmospheric-pressure air flow. *Technical Physics*. 2016. Т. 61. № 11. С. 1760-1763. DOI: 10.21883/jtf.2016.11.43833.1833.
- [11] Danilov I., Hackert-Oschätzchen M., Zinecker M., Schubert A., Meichsner G., Edelmann J. Process understanding of plasma electrolytic polishing through multiphysics simulation and inline metrology. *Micromachines*. 2019. Т. 10. № 3. С. 214.
- [12] Zakharov, S.V., Korotkikh, M.T. Electrolyte-Plasma Polishing Ionization Model 2020 *Lecture Notes in Mechanical Engineering* с. 193-208
- [13] Danilov, I., Paul, R., Hackert-Oschätzchen, M., Zinecker, M., Quitzke, S., Schubert, A. Random sequential simulation of the resulting surface roughness in plasma electrolytic polishing of stainless steel *Procedia CIRP* Volume 95, 2020, Pages 981-986 20th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining, ISEM 2020; Zurich, Online; Switzerland; 19 January 2021 до 21 January 2021; Код 144968
- [14] Ablyaz, T.R., Shlykov, E.S., Muratov, K.R. Optimization of the Electrical Discharge Machining of Complex Components 2020 *Russian Engineering Research* 40(10), с. 870-872
- [15] Shlykov, E.S., Ablyaz, T.R., Muratov, K.R., Tokarev, D.I. Influence of Wire EDM on the Surface Roughness of Products Obtained by Laser Surfacing 2020 *Russian Engineering Research* 40(10), с. 876-877
- [16] Quitzke, S.; Kröning, O.; Martin, A.; Hackert-Oschätzchen, M.; Schulze, H.-P.; Kranhold, C.; Zeidler, H.; Schubert, A.: Design of a Test Rig for Local Surface Modification by Jet Plasma Electrolytic Polishing. In:

- Proceedings of the 14th International Symposium on ElectroChemical Machining Technology 2018, Editors: Bergs, T.; Herrig, T.; Harst, S.; Klink, A., 2018, pp. 63-72, ISBN 978-3-86359-667-5
- [17] Quitzke, S., Martin, A., Schubert, A. Localized surface functionalization of steel by jet-plasma electrolytic polishing 2020 Proceedings of the 20th International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology, EUSPEN 2020 pp. 133-136
- [18] Ablyaz, T.R., Muratov, K.R., Ushomirskaya, L.A., Zarubin, D.A., Sidhu, S.S. Electrolytic plasma polishing technique for improved surface finish of ed machined components 2019 Engineering Solid Mechanics 7(2), c. 131-136
- [19] Popov A. I., Novikov V. I., Radkevich M. M. Characteristics of the Development of Electric Discharge between the Jet Electrolyte Cathode and the Metal Anode at Atmospheric Pressure// High temperature. 2019.- Vol. 57. No. 4. P. 483-495.
- [20] Popov A.I., Radkevich M.M., Teplukhin V.G. Thinnest finishing treatment with a focused jet of electrolytic plasma. Lecture Notes in Mechanical Engineering 2020. C. 139-149.

A.I. Popov, M.M. Radkevich,
V.G. Teplukhin, A.S. Fumin, V. V. Kovalchuk

RESEARCH OF METAL REMOVAL PROCESSES DURING ELECTROLYTIC JET PUNCHING OF HOLES IN STAINLESS STEELS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the formation of holes in plates and specimens of stainless steels 08X18H9T (AISI 304), 20X13 by jet electrolytic treatment. The results showed that a significant increase in the speed of piercing holes is observed with an increase in the volumetric flow rate of the electrolyte, power, current density and a decrease in the temperature of the electrolyte. It was found that defects in the processing zone are characterized by the presence of traces of erosional destruction, electrochemical processing and electrolytic-plasma polishing. The value of the energy of arc discharges in the interelectrode gap with its decrease is calculated. The distribution of hole surface defects in the processing zone is shown for various parameters (modes) of the process.

Key words: electrochemical mechanisms, electrolytic cathode, erosion jetting, surface morphology, arc discharge, spark discharge, phole punching.

REFERENCES

- [1] Kunarev, E.A., Makarova, T.A., Lyubomudrov, S.A. Influence of Cutting Conditions on the Temperature, Local Stress, and Surface Roughness of Stellite 2021 Russian Engineering Research 41(2), c. 175-179 .
- [2] Larionova, T., Lyubomudrov, S., Larionov, E. Machinability of heat-resistant titanium alloys during turning 2021 Materials Science Forum 1022 MSF, c. 62-70.
- [3] Nazarov N. G., Rudenko N. R., Sinavchian S. N. Modelirovanie processa podachi-abrazivnoy-suspenzii-v-processe-dovodki [Modeling of the process flow of the abrasive slurry in the finishing process] Mashinostroitel-nauchno-tehnicheskii-zhurnal [Machine builder: scientific and technical journal] № 6. Mashizdat. 27.06.2017 ISSN 0025-4568 P.18-23.(in Russian).
- [4] Han W, Kunieda M. Fabrication of tungsten micro-rods by ECM using ultra-short-pulse bipolar current. CIRP Annals-Manufacturing Technology (2017), <http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2017.04.131>
- [5] Eco-friendly NaCl-based electrolyte for electropolishing 316L stainless steel September 2020 Journal of Manufacturing Processes 58:1257-1269 DOI: 10.1016/j.jmapro.2020.09.036
- [6] Wei Han, Masanori Kunieda Research of Micro EDM/ECM method in same electrolyte with running wire tool electrode Precision Engineering 70(1) DOI: 10.1016/j.precisioneng.2021.01.013
- [7] Fortov V.E. (2008). Encyclopedia of low-temperature plasma. High Temperature. 46. 1-2. DOI: 10.1134/S0018151X0801001X.
- [8] Kulikov I.S., Vashenko S.V., Kamenev A.Y. Elektrolitno - plazmennaya obrabotka materialov [Electrolytic plasma processing of materials] - Minsk: Belarusian science, 2010. p. 232. ISBN 978-985-08-1215-5. (in Russian).
- [9] D'yakov, I.G., Belkin V.S., Shadrin, S.Y. et al. Peculiarities of heat transfer at anodic plasma electrolytic treatment of cylindrical pieces. Surf. Engin. Appl. Electrochem. 50, 346–355 (2014). DOI:10.3103/S1068375514040061
- [10] Barinov Y.A., Shkol'nik S.M. //Discharge with a liquid nonmetallic cathode (tap water) in atmospheric-pressure air flow. Technical Physics. 2016. T. 61. № 11. C. 1760-1763. DOI: 10.21883/jtf.2016.11.43833.1833.
- [11] Danilov I., Hackert-Oschätzchen M., Zinecker M., Schubert A., Meichsner G., Edelmann J. Process understanding of plasma electrolytic

- polishing through multiphysics simulation and inline metrology. *Micromachines*. 2019. T. 10. № 3. C. 214.
- [12] Zakharov, S.V., Korotkikh, M.T. Electrolyte-Plasma Polishing Ionization Model 2020 *Lecture Notes in Mechanical Engineering* c. 193-208.
- [13] Danilov, I., Paul, R., Hackert-Oschätzchen, M., Zinecker, M., Quitzke, S., Schubert, A. Random sequential simulation of the resulting surface roughness in plasma electrolytic polishing of stainless steel *Procedia CIRP Volume 95, 2020, Pages 981-986* 20th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining, ISEM 2020; Zurich, Online; Switzerland; 19 January 2021 до 21 January 2021; Код 144968
- [14] Ablyaz, T.R., Shlykov, E.S., Muratov, K.R. Optimization of the Electrical Discharge Machining of Complex Components 2020 *Russian Engineering Research* 40(10), c. 870-872.
- [15] Shlykov, E.S., Ablyaz, T.R., Muratov, K.R., Tokarev, D.I. Influence of Wire EDM on the Surface Roughness of Products Obtained by Laser Surfacing 2020 *Russian Engineering Research* 40(10), c. 876-877.
- [16] Quitzke, S.; Kröning, O.; Martin, A.; Hackert-Oschätzchen, M.; Schulze, H.-P.; Kranhold, C.; Zeidler, H.; Schubert, A.: Design of a Test Rig for Local Surface Modification by Jet Plasma Electrolytic Polishing. In: *Proceedings of the 14th International Symposium on ElectroChemical Machining Technology 2018*, Editors: Bergs, T.; Herrig, T.; Harst, S.; Klink, A., 2018, pp. 63-72, ISBN 978-3-86359-667-5
- [17] Quitzke, S., Martin, A., Schubert, A. Localized surface functionalization of steel by jet-plasma electrolytic polishing 2020 *Proceedings of the 20th International Conference of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology, EUSPEN 2020* pp. 133-136
- [18] Ablyaz, T.R., Muratov, K.R., Ushomirskaya, L.A., Zarubin, D.A., Sidhu, S.S. Electrolytic plasma polishing technique for improved surface finish of ed machined components 2019 *Engineering Solid Mechanics* 7(2), c. 131-136.
- [19] Popov A. I., Novikov V. I., Radkevich M. M. Characteristics of the Development of Electric Discharge between the Jet Electrolyte Cathode and the Metal Anode at Atmospheric Pressure// High temperature. 2019.- Vol. 57. No. 4. P. 483-495.
- [20] Popov A.I., Radkevich M.M., Teplukhin V.G. Thinnest finishing treatment with a focused jet of electrolytic plasma. *Lecture Notes in Mechanical Engineering* 2020. C. 139-149.

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

УДК 666.9.019.3

А. И. Рудской¹, А. Я. Башкарев², Л. В. Славутин³

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ



¹ Андрей Иванович Рудской,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6757, E-mail: rector@spbstu.ru .



² Альберт Яковлевич Башкарев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)950-3715, E-mail: bashkarev@spbstu.ru .



³ Леонид Вячеславович Славутин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(911)743-4329, E-mail: slavutin.lv@gmail.com .

Аннотация

На основе термофлуктуационной теории прочности предлагается математическая модель образования адгезионных связей и их последующей термомеханической деструкции в полимерных композитах с термопластическими связующими. Приведены результаты экспериментальной проверки соединений: дорожный битум – гранит, полиамид – сталь.

Ключевые слова: адгезия, полимерные композиты, термодеструкция, прочность, долговечность.

Введение

Композиционные материалы занимают все более широкое место в создании техники и строительных конструкций. Это обусловлено их уникальными эксплуатационными и технологическими свойствами, которыми они выгодно отличаются от металлических сплавов – самого распространенного конструкционного материала двух предыдущих столетий. К этим преимуществам, например, относятся термоизоляционные и электроизоляционные свойства, коррозионная стойкость, более высокая прочность в пересчете на единицу массы, перспективность при создании аддитивных технологий [1-5].

Композит - материал, состоящий из частиц, размеры и прочность которых могут отличаться на несколько порядков. Для достижения требуемых физико-механических свойств при его применении необходимо обеспечить прочное взаимодействие его составляющих. Оно может быть механическим в результате заклинивания разных по размеру твердых частиц после достаточно качественного уплотнения или с помощью специального адгезива, в роли которого выступает один из составляющих материалов композита. Чаще всего для этого применяют полимерные материалы, обладающие хорошими адгезионными свойствами с учетом их достаточной термостойкостью и стабильностью физико-механических свойств в процессе работы изделия [6-11].

В основной массе адгезивы органической и неорганической природы имеют сложное молекулярное строение с высокой степенью полимеризации [12-13]. В обычных условиях, они не образуют химические связи с другими материалами. Но при близком контакте, особенно шероховатых поверхностей с развитой фактической площадью, образовывается достаточно прочное адгезионное соединения благодаря Ван-дер-Ваальсовским силам. Их особенность состоит в том, что они возникают на относительно большом расстоянии между молекулами веществ ($r=10^{-9}$ м). Энергия Ван-дер-Ваальсового притяжения 0.4 – 40 кДж/моль. Энергия химических связей значительно выше – 40 – 400 кДж/моль. Но они возникают на расстоянии менее 10^{-10} м [14].

С повышением температуры молекулы адгезивов подвергаются термодеструкции, в результате которой появляются положительно и отрицательно заряженные активные радикалы. Частично они образуют связи с другими составляющими композита, а частично взаимодействуют между собой. В результате второго процесса существенно изменяются физико-механические свойства самого адгезива. Повышается его прочность, модуль деформации, появляется хрупкость [15-18].

Появление химических и физических связей адгезива, находящегося на границе всех остальных составляющих композиционного материала, увеличивают его прочность и долговечность в целом.

Методы

Известны опубликованные работы авторов, в которых предлагается математическое описание этого процесса и результаты экспериментальной проверки теоретических расчетов, выполненных с его помощью [19-20].

В предлагаемой математической модели описываются с позиции термофлуктуационной теории прочности два одновременно происходящих процесса деструкции химических и физических межмолекулярных связей. Первый – деструкция молекул адгезива с появлением активных радикалов и одновременное образование их адгезионных связей с поверхностями других составляющих композита. Количество таких связей пропорционально количеству возникших активных радикалов. Второй – деструкция уже образовавшихся связей. Энергия активации разрушения химических связей самого адгезива и возникших адгезионных связей различна. Как правило, первая значительно выше. Но как показывает приведенная ниже математическая модель, количество сохраняющихся адгезионных связей, а, следовательно, и прочность соединения, вначале быстро возрастает, но затем начинает снижаться.

Количество адгезионных связей, которое остается с момента начала термической деструкции адгезива ко времени τ_* определяется выражением

$$N = k \int_0^{\tau_*} \left(1 - \int_0^{\tau_*} \frac{dt}{\varphi \tau_0 \exp \frac{u_a}{RT(t)}} \right) \left(\tau_0 \exp \frac{u_b}{RT(t)} \right)^{-1} d\varphi \quad (1)$$

где u_a и u_b энергия активации процесса разрушения связей внутри адгезива и уже образовавшихся адгезионных связей. R – газовая постоянная, T – температура, τ_0 – предэкспоненциальный множитель, равный $10^{-11} - 10^{-13}$, φ – текущее время, k – коэффициент, учитывающий долю активных радикалов, которая образует адгезионные соединения и всегда меньше единицы.

Если температура постоянная, то данное выражение запишется в более простой форме:

$$N = k \frac{\tau_*}{\tau_0 \exp \frac{u_b}{RT}} \left(1 - \frac{\tau_*}{2\tau_0 \exp \frac{u_a}{RT}} \right) \quad (2)$$

Поскольку прочность адгезионного соединения пропорциональна количеству сохраняющихся адгезионных связей, то последнее выражение можно записать в виде функции

$$[\sigma_a] = f(u_o, u_a, T, \tau_*) \quad (3)$$

где $[\sigma_a]$ – прочность адгезионного соединения

Момент наступления максимальной прочности отсюда может быть установлен после приравнивания к нулю первой производной этой функции.

$$\tau_*^0 = \tau_0 \exp \frac{u_a}{RT} \quad (4)$$

Отсюда:

$$u_a = RT(27,6 + \ln \tau_*^0) \quad (5)$$

Таким образом, если экспериментальным путем на образцах, соединенных с помощью адгезива с равным временем выдержки при постоянной температуре, определить характер изменения прочности адгезионного соединения, то может быть определена энергия активации его разрушения по времени τ_*^0 , когда возникает максимальная прочность.

На рис.1 представлена зависимость прочности соединения гранитных образцов, склеенных с помощью дорожного битума БНД 69/90 при температуре 140 градусов с последующей выдержкой их в термостате при той же температуре.

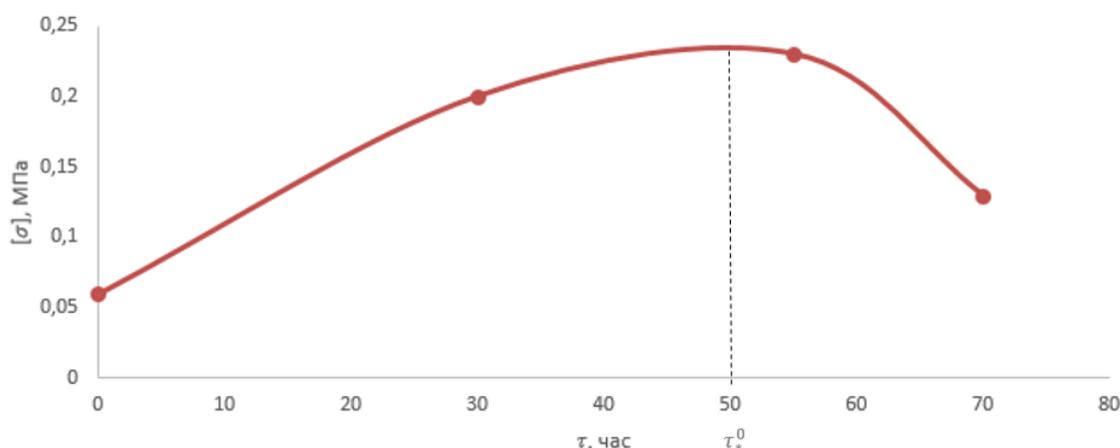


Рис. 1. Изменение адгезионной прочности соединения гранитных образцов с помощью битума в процессе термостатирования

Максимальная прочность была определена после термостатирования в течение 50 часов. С применением формулы (5) была вычислена энергия активации процесса разрушения исследуемого адгезионного соединения. Она оказалась равной 131,95 ккал/моль.

Аналогичная методика была применена при исследовании адгезии антифрикционных полиамидных покрытий, нанесенных на стальную

поверхность (рис. 2). У полиамида ПА-6 энергия разрушения его адгезионного соединения со сталью (Ст3) оказалась равной 152 ккал/моль [20].

У полимерных композитов, работающих в реальных условиях эксплуатации, происходит их термомеханическая деструкция [21-23]. Этот процесс можно описать с помощью термофлуктуационной теории прочности [16].



Рис. 2. Влияние на адгезионную прочность соединения полиамидных покрытий и стали после выдержки при технологической температуре 570 К.

Известна каноническая формула Журкова С.Н. которая описывает этот процесс при постоянных температурах и постоянных нагрузках. Для практических инженерных расчетов она мало пригодна, т.к. такие условия работы встречаются редко. Для реальных условий более перспективно применение критерия Бейли [24]

$$\tau_0 \int_{\varphi}^{\tau_*} \exp \frac{u - \gamma \sigma(t)}{RT(t)} dt = 1 \quad (6)$$

согласно которому при разрушении материала, а в рассматриваемом варианте применительно к композитам адгезионного соединения, происходит во времени монотонно (рис.3).

В результате имеет место два этапа разрушения композиционного материала. Первый – монотонное разупрочнение. Второй этап – мгновенное разрушение, когда действующие напряжения от нагрузки сравниваются с монотонно снижавшимся пределом прочности. Переход от первого этапа ко второму и является пределом долговечности композита. В соответствии с этим критерий Бейли для расчета долговечности адгезионного соединения в композите следует записывать в виде формулы

$$\tau_0 \int_{\varphi}^{\tau_*} \exp \frac{u - \gamma \sigma(t)}{RT(t)} dt = 1 - \frac{\sigma(t)}{[\sigma]_T} \quad (7)$$

где $[\sigma]_T$ – предел прочности адгезионного соединения при рабочей температуре и соответствующем напряженном состоянии.

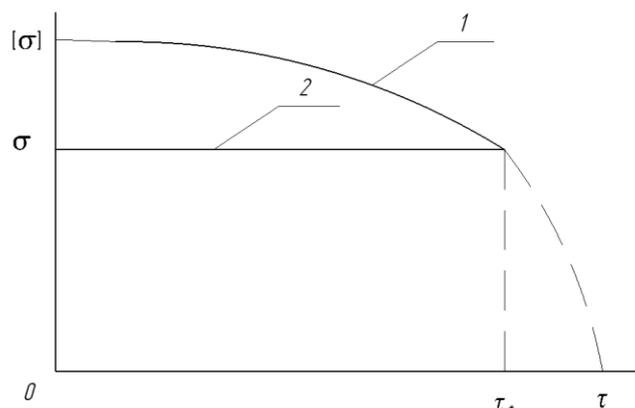


Рис. 3. Этапы разрушения адгезионного соединения: 1 – снижение адгезионной прочности, 2- действующие напряжения

При определении долговечности адгезионного соединения при постоянной температуре и постоянной нагрузке, последнее выражение примет вид:

$$\tau_0 \tau_* \exp \frac{u - \gamma \sigma}{RT} = 1 - \frac{\sigma}{[\sigma]_T} \quad (8)$$

Если предварительно с помощью выше описанной методике уже определена энергия активации разрушения u , то из последнего выражения (8) можно найти коэффициент чувствительности к механическим напряжениям

$$\gamma = \left[RT \left(\ln \tau_* - \ln \tau_0 - \ln \frac{[\sigma]_T - \sigma}{[\sigma]_T} \right) - u_a \right] \sigma \quad (9)$$

В данной работе был поставлен эксперимент при нормальной температуре $T = 293 \text{ K}$ (20°C). Вначале определялся мгновенный предел прочности на сдвиг с помощью гранитных образцов, изображенных на рис. 4, склеенных с помощью битума БНД 69/90 при температуре 140°C и охлажденные на воздухе.

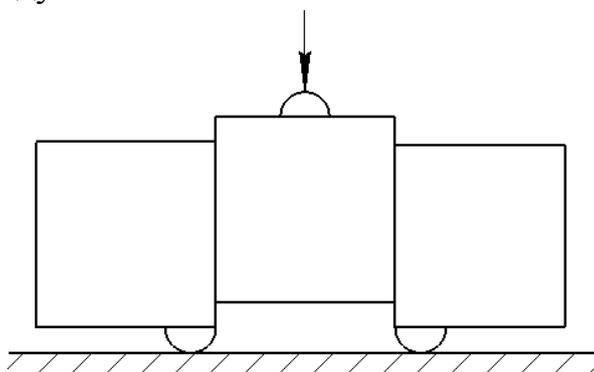


Рис. 4. Схема испытаний образцов, склеенных битумом

Затем они были установлены под статической нагрузкой, создававшей напряжения 80% от предела прочности $[\sigma]_T$. Фиксировалось время t_* через которые образец разрушался. Применительно к условиям эксперимента правая часть выражения (7) равна 0,2. Тогда при $\tau_0 = 10^{-12}$ и температуре $T = 293 \text{ K}$ получается

$$\gamma = \frac{(29,2 - \ln \tau_*) 293R - u_a}{\sigma} \quad (10)$$

Энергии активации процесса разрушения характеристика достаточно стабильная, ее можно считать от внешних факторов независимой величиной. Все значительно сложнее с коэффициентом чувствительности к механическому напряжению. Его приходится экспериментально определять применительно к условиям работы материала в реальных условиях эксплуатации. То же относится и к пределу начальной мгновенной прочности. Следовательно, для прогнозирования долговечности изделия, изготовленного из композиционного материала, необходимо проводить экспериментальные исследования для получения соответствующих значений констант. Представляемые сегодня справочные данные о характеристиках материалов направлены на использовании методик, применяемых для металлических материалов. Они могут дать возможность сравнивать прочностные показатели материалы и изделий, но не прогнозировать долговечность. Уже разработанные методики позволяют проводить сравнение материалов и технологических режимов изготовления с точки зрения долговечности. Чего до последнего времени практически не существует.

Таким образом, долговечность полимерного композита следует рассматривать на всем процессе его жизни как два последовательно развивающихся этапа: технологический и эксплуатационный. Технологический это в основном образование адгезионных соединений. Эксплуатационный – их деструкция. Как ранее было показано, границы между ними нет, так как в процессе формирования адгезионного соединения одновременно идет процесс возникновения и разрушения адгезионных связей. Это же продолжается и в процессе работы материала, но уже в других температурных и напряженных условиях.

Вполне возможны условия, когда более прочные соединения сразу после изготовления композита, будут быстрее терять прочность, чем менее прочные, но у некоторых еще остаются потенциал образования новых адгезионных связей [25,26]. На практике часто наблюдается, что композиционные материалы показывают более высокие прочностные характеристики через какое-то время после изготовления.

Теоретически динамику процессов образования и разрушения адгезионных соединений полимеров можно изобразить в виде графиков, представленных на рис. 5.

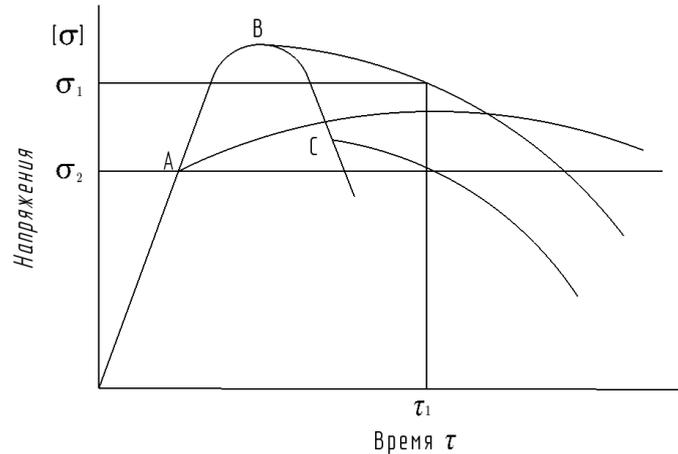


Рис. 5. Изменение адгезионной прочности после различных температурно-временных технологических режимов

Рис. 5 изображает изменение адгезионной прочности в композите во время технологического этапа его формирования. Согласно представленной выше формуле (6), прочность сначала возрастает, затем начинает снижаться. Рассматриваются три варианта нагружения. Первый, когда возникают напряжения σ_1 , значительно больше чем напряжения σ_2 от меньшей нагрузки. Если процесс формирования адгезии остановить в точке А, то дальше прочность будет возрастать, хотя и не достигнет возможного максимума, которому соответствует точка В. Если напряжения σ_1 будут достаточно большими, то композит разрушится либо сразу, либо через короткое время.

Если процесс формирования остановить в точке В, то будет получен композит самой высокой прочности. Но скорость ее уменьшения под воздействием действующих нагрузок и нагрева будет снижаться быстрее, чем в первом случае, когда процесс был остановлен на подъеме А.

Самый неблагоприятный вариант, если технологический процесс прервать в точке С. В этом случае адгезионная прочность будет снижаться скорее, чем в первых двух описанных вариантах и окажется меньше величины действующих напряжений. Следовательно, температурно-временной режим изготовления полимерных композитов с использованием термопластов, например, асфальтового бетона должен назначаться по варианту А или В с учетом условий их дальнейшей работы.

Заключение

Композиционные материалы, образованные с применением полимерного связующего, необходимо рассчитывать на долговечность с учетом процессов снижения их прочности во времени.

Используя термофлуктуационную теорию прочности С.Н. Журкова, можно определять не только долговечность полимерных материалов, но и оптимальный технологический режим, при котором достигается их максимальная адгезия с другими материалами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Валишин А.А., Степанова Т.С., Карташов Э.М. Прочность и долговечность полимеров и композитов в переменных температурно-силовых внешних условиях / Механика композиционных материалов и конструкций: 2008, т.14, №4, с. 547- 560.
- [2] Гольдман А.Я. Прочность конструкционных пластмасс. – Л.: Машиностроение, 1979, 320 с.
- [3] Годовский Ю.К. Теплофизика полимеров. – М.: Химия, 1982, 280 с.
- [4] Sofian N.M., Neagu M.R., Neagu E. Metal Powder – Filled polyethylene composites. v. thermal properties // J. Thermoplastic Composite Materials. 2001, vol. 14, pp. 20-33,
- [5] Canestrari F., Cardone F., Graziani A., Santagata F., Bahia H. U. Adhesive and cohesive properties of asphalt-aggregate systems subjected to moisture damage. / J. Road Materials and Pavement Design, vol. 11, 2010, pp. 11-32.
- [6] Гуняев Г.М., Ильиченко С.И., Комаров О.А. Флероидные наноматериалы – активные модификаторы полимеров и полимерных композитов. / Пластические массы: 2003, №10, 15 с.
- [7] Белый В.А., Довгяло В.А., Юркевич О.Р. Полимерные покрытия. - Минск, Наука и техника, 1976, 416 с.
- [8] Берлин А.А., Басин И.В. Основы адгезии полимеров. - М.: Химия, 1974.
- [9] Стоянов О.В., Старостина И.А., Краус Э. Современные проблемы адгезии полимеров. Сборник трудов конференции. VII Всероссийская научная конференция «Физикохимия» полимеров и процессов их переработки. 2019, ИХР РАН Иваново, с. 10-11.
- [10] Леонов Д.В., Устинова Т.П., Левкина Н.Л. Комплексная оценка свойств полиамида – 6, модернизированного промышленными марками окисленного графита. Пластическая масса. 2017, №5-6, с. 38-40.
- [11] Blokhin A.N., Dyachkova T.P., Sukhorukov A.K., Composite materials using fluorinated graphene nanoplatelets. Nanosystems: Physics, Chemistry, Mathematics 2018, №9 (1), pp. 102-105.
- [12] Штрекк Д.В., Сулицкий О.Ф., Мостовой А.С. Исследование графитового модификатора для создания индукционно самозалечивающегося асфальтового покрытия. // Перспективные

полимерные композиционные материалы. Альтернативные технологии. Переработка. Применение. Экология: доклады Международной конференции "Композит-2019". - Саратов : ГАУ ДПО "СОИРО", 2019. - С. 106-109

- [13] Bashkarev A.Ya., Bukreev V.V., Kuschenko A.V., Stukach A.V. Adhesive Bonding Strength of Polyamide Coating on steel Substrate in Friction Units of Machines. *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, Vol.11, N.9, September 2017, pp.673-676
- [14] Сидоров Л.Н., Уровская М.А., Борщевский А.Я., Трушков И.В., Йоффе И.Н., Фуллерены. – М: Изд. «Экзамен», 2005, 688 с.
- [15] Башкарев А.Я., Веттегрень В.И., Сулов М.А. Долговечность полимерных композитов. Политехнический университет, С-Пб, 2016, 147с.
- [16] Петров В.А., Башкарев А.Я., Веттегрень В.И. Физические основы прогнозирования долговечности конструкционных материалов. СПб: Политехника, 1993, 475 с.
- [17] Zhang H., Ge X., Ye H. Effectiveness of the heat conduction reinforcement of particle filled composites // *Model. Simul. Mater. Sci. Eng.* 2005, vol. 13, pp. 401-412.
- [18] Kumlutas D. Tavman I.H. A numerical and experimental study on Thermal Conductivity of particle filled polymer composites // *J. Thermoplastic composite materials.* 2006, vol. 19, pp. 441-445.
- [19] Иваньков С.А., Башкарев А.Я. О долговечности и прочности композитов / Научно-технические ведомости СПбГПУ, -СПб. 2011, №14(110), Наука и образование, с.196-199.
- [20] Bashkarev A.Y., Beshpalova N.N., Rajczyk J. Influence of hot asphalt concrete preparation technology on it's strength. / *Applied Mechanics and Materials.* vol. 584-586, 2014, pp. 1197-1201.
- [21] Лунев В.М., Немашкало О.В. Адгезионные свойства покрытий и методы их измерений. ФИП 2010, т. 8, №1, с. 64-71.
- [22] Салихов М.Г., Иливанов В.Ю., Малянова Л.И. Изучение температурного старения модифицированного щебеночно-местичного асфальтобетона с отходами дробления известняков. / Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе – 2017, т.1., с. 216-220.
- [23] Михайличенков А.М., Кононенко А.С., Фимин Ю.И. Упрочнение технологии и покрытия. 2018, т.14, №12, с. 539-542
- [24] Bailey Y. Attempt to correlate some tensile strength measurement on glass // *Glass industry*, 1939, vol. 20, №1, pp. 20-35.
- [25] Андронов С.Ю., Артеменко А.А., Кочетков А.В. Анализ дисперсного состава минерального порошка в асфальтобетонном композите. /

Композит -2019, VIII Международная конференция, Саратовский ГТУ, им. Гагарина Ю.А., с. 122-126

- [26] Негматова К.С., Абед Н.С., Гулямов Г., Тухмашева М.Н. Исследование влияния размера частиц наполнителей на антифрикционные свойства композиционных полимерных материалов. Узбекский научно-технический и производственный журнал. № 4, 2019, с. 130-131.

A.I. Rudskoy, A.Y. Bashkarev, L.V. Slavutin

DURABILITY OF POLYMER COMPOSITES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Based on the thermofluctuation theory of strength a mathematical model of adhesion bonds formation and their subsequent thermomechanical degradation in polymer composites with thermoplastic binders is proposed. The results of experimental testing of joints: road bitumen - granite, polyamide - steel are presented.

Key words: adhesion, polymer composites, thermal destruction, strength, durability.

REFERENCES

- [1] Valishin A.A., Stepanova T.S., Kartashov E.M. Strength and durability of polymers and composites under variable temperature-force external conditions / Mechanics of composite materials and structures: 2008, vol. 14, №4, pp. 547- 560.
- [2] Goldman A.Y. Strength of structural plastics. - L.: Mashinostroenie, 1979, 320 p.
- [3] Godovsky Y.K. Thermophysics of polymers. - Moscow: Chemistry, 1982, 280 p.
- [4] Sofian N.M., Neagu M.R., Neagu E. Metal Powder - Filled Polyethylene Composites. Metal Powder - Filled Polyethylene Composites. v. thermal properties // J. Thermoplastic Composite Materials. 2001, vol. 14, pp. 20-33,
- [5] Canestrari F., Cardone F., Graziani A., Santagata F., Bahia H. U. Adhesive and cohesive properties of asphalt-aggregate systems subjected to moisture damage. / J. Road Materials and Pavement Design, vol. 11, 2010, pp. 11-32.

- [6] Gunyaev G.M., Illichenko S.I., Komarov O.A. Pheroid nanomaterials - asset modifiers of polymers and polymer composites. / *Plasticheskie massy*: 2003, № 10, 15 p.
- [7] Belyi V.A., Dovgialo V.A., Yurkevich O.R. Polymer coatings. - Minsk, Nauka i tekhnika, 1976, 416 p.
- [8] Berlin A.A., Basin I.V. Basics of polymer adhesion. - Moscow: Chemistry, 1974.
- [9] Stoyanov O.V., Starostina I.A., Kraus E. Modern problems of polymer adhesion. Proceedings of the conference. VII All-Russian scientific conference "Physicochemistry" of polymers and processes of their processing. 2019, IHR RAS Ivanovo, p. 10-11.
- [10] Leonov D.V., Ustinova T.P., Levkina N.L. Comprehensive evaluation of the properties of polyamide - 6 upgraded with industrial brands of oxidized graphite. *Plastic mass*. 2017, №5-6, c. 38-40.
- [11] Blokhin A.N., Dyachkova T.P., Sukhorukov A.K., Composite materials using fluorinated graphene nanoplatelets. *Nanosystems: Physics, Chemistry, Mathematics* 2018, No. 9 (1), pp. 102-105.
- [12] Shtrekk D.V., Sulitsky O.F., Mostovoy A.S. Investigation of a graphite modifier for creating an induction self-healing asphalt coating. // *Perspective polymeric composite materials. Alternative technologies. Processing. Application. Ecology: reports of the International Conference "Composite-2019"*. - Saratov : Saratov State Autonomous Institution of Advanced Professional Education "SOIRO", 2019. - C. 106-109
- [13] Bashkarev A.Ya., Bukreev V.V., Kuschenko A.V., Stukach A.V. Adhesive Bonding Strength of Polyamide Coating on steel Substrate in Friction Units of Machines. *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, Vol.11, N.9, September 2017, pp.673-676
- [14] Sidorov L.N., Zorovskaya M.A., Borschevsky A.Y., Trushkov I.V., Yoffe I.N., Fullerenes. - M: Izd. "Examen", 2005, 688 p.
- [15] Bashkarev A.Y., Vettegren V.I., Suslov M.A. Durability of polymer composites. Polytechnic University, S-Pb, 2016, 147 pp.
- [16] Petrov V.A., Bashkarev A.Y., Vettegren V.I. Physical bases of prediction of durability of structural materials. St. Petersburg: Polytechnica, 1993, 475 p.
- [17] Zhang H., Ge X., Ye H. Effectiveness of the heat conduction reinforcement of particle filled composites // *Model. Simul. Mater. Sci. Eng.* 2005, vol. 13, pp. 401-412.
- [18] Kumlutas D. Tavman I.H.. A numerical and experimental study on Thermal Conductivity of particle filled polymer composites // *J. Thermoplastic composite materials*. 2006, vol. 19, pp. 441-445.

- [19] Ivankov S.A., Bashkarev A.Y. About durability and strength of composites / Scientific and Technical Bulletin of Saint-Petersburg State Polytechnic University, -SPb. 2011, № 14(110), Science and education, p.196-199.
- [20] Bashkarev A.Y., Bepalova N.N., Rajezyk J. Influence of hot asphalt concrete preparation technology on it's strength. / Applied Mechanics and Materials. vol. 584-586, 2014, pp. 1197-1201.
- [21] Lunev V.M., Nemashkalo O.V. Adhesion properties of coatings and methods of their measurements. FIP 2010, vol. 8, no. 1, pp. 64-71.
- [22] Salikhov M.G., Ilivanov V.Y., Malyanova L.I. Study of temperature aging of modified crushed stone asphalt concrete with limestone crushing wastes. / Modernization and scientific research in the transport complex - 2017, vol. 216-220.
- [23] Mikhailichenkov A.M., Kononenko A.S., Fimin Y.I. Strengthening technology and coatings. 2018, Vol. 14, No. 12, pp. 539-542.
- [24] Bailey Y. Attempt to correlate some tensile strength measurements on glass // Glass industry, 1939, vol. 20, no. 1, pp. 20-35.
- [25] Andronov S.Y., Artemenko A.A., Kochetkov A.V. Analysis of disperse composition of mineral powder in asphalt concrete composite. / Composite -2019, VIII International Conference, Saratov State Technical University. A. Gagarin, pp. 122-126
- [26] Negmatova K.S. Abed N.S., Gulyamov G., Tukhmasheva M.N. Investigation of the influence of particle size of fillers on antifriction properties of composite polymeric materials. Uzbek scientific-technical and production journal. № 4, 2019, c. 130-131.

УДК 666.9.019.3

А.Я. Башкарев¹, Л.В. Славутин², В.Ю. Бессонова³, А.В. Кущенко⁴

ПОЛОЖИТЕЛЬНОЕ ВЛИЯНИЕ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА АДГЕЗИОННУЮ ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ



¹Альберт Яковлевич Башкарев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)950-3715, E-mail: bashkarev@spbstu.ru .



²Леонид Вячеславович Славутин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(911)743-4329, E-mail: slavutin.lv@gmail.com .



³Александра Владимировна Кущенко,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)446-0637, E-mail: aleksandra.kushchenko@rambler.ru .



⁴Виктория Юрьевна Бессонова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(931)292-4945, E-mail: bessonova.viktoria@yandex.ru.

Аннотация

Рассматривается влияние на прочность полимерных композитов отрицательных напряжений, возникающих под воздействием сжимающих нагрузок. Приводятся результаты исследований применительно к

адгезионным соединениям полиамидов с металлами и битумов с минеральными материалами. Показано, что межатомные связи в молекулах адгезивов могут быть сжаты в результате проникновения в них ионов из твердых материалов. Это явление приводит к повышению их прочности, а следовательно, и всего композиционного материала.

Ключевые слова: адгезия, прочность, долговечность, полиамиды, битум, гранит.

Введение

Полимерные композиты – конструкционные материалы, в которых объединяются физико-механические возможности различных по природе материалов, объединяемых с помощью адгезионных свойств полимеров. Такими связующими могут быть реактопласты и термопласты. Последние по некоторым эксплуатационным свойствам уступают реактопластам, но благодаря технологическим возможностям нашли гораздо более широкое применение. В данной работе рассматриваются проблемы прочности и долговечности композитов с использованием термопластов.

Объемная пропорция между полимерным связующим и твердой фазой, которую часто называют наполнителем, может быть самой различной. Например, в антифрикционных материалах количество полимера благодаря его собственной износостойкости может достигать 90-95 %, а в других конструкционных материалах: стеклопластиках, асфальтовых бетонах и других композитах, всего 5-10 %. Но всегда их прочность и долговечность прежде всего зависят от качества адгезии полимера.

До последнего времени большинство инженерных расчетов базируется на классических теориях прочности, успешно применяемых для металлических конструкций. Для полимерных материалов и композитов, у которых деформационные и прочностные свойства значительно в большей степени зависят от времени действия нагрузки и температуры, такие подходы оказываются недостаточно эффективными.

Опыт практического применения полимерных композитов показывает, что их разрушение начинается с деструкции адгезии полимера[1-9]. Можно считать - долговечность адгезионного соединения определяет долговечность всего композита.

Методы

Многие исследования показывают, что к главным разрушающим факторам адгезии полимеров относится повышение температуры

(термодеструкция), механические напряжения и агрессивное воздействие среды.

Большое значение для инженерных расчетов имеет описание динамики отрицательного влияния этих факторов и прежде всего механической нагрузки.

Согласно термофлуктуационной теории прочности академика С.Н. Журкова долговечность τ твердого вещества может быть рассчитана по формуле:

$$\tau = \tau_0 \exp \frac{u - \gamma \sigma}{RT}$$

где τ_0 - множитель $10^{-11} \div 10^{-13}$, u - энергия активации разрушения межатомных связей, σ - механические напряжения, T - температура, R - газовая постоянная, γ - коэффициент чувствительности материала к механическим напряжениям.

Формула С.Н. Журкова мало пригодна для инженерных расчетов, т.к. она предполагает, что σ и T имеют постоянное значение, что практически никогда не бывает. Поэтому большее практическое применение имеет критерий Бейли

$$\int_0^{\tau} \frac{dt}{\tau_0 \exp \frac{u - \gamma \sigma(t)}{RT(t)}} = 1$$

Однако Петров В.А. теоретически обосновал, что разрушение материала происходит не в то время, когда все межатомные связи подвергнутся деструкции, а в момент, когда оставшихся связей будет недостаточно, чтобы обеспечить мгновенную прочность материала.

Поэтому для инженерных расчетов на прочность предлагается критерий Бейли записывать в виде

$$\int_0^{\tau} \frac{dt}{\tau_0 \exp \frac{u - \gamma \sigma(t)}{RT(t)}} = 1 - \frac{\sigma}{[\sigma]}$$

Здесь $[\sigma]$ мгновенный предел прочности, зафиксированный сразу после изготовления материала.

В ряде научных работ было доказано, что термофлуктуационная теория прочности достаточно обоснована и практически наиболее применима для инженерных расчетов полимерных материалов, в том числе их адгезионных соединений, а значит и полимерных композитов [10-14].

Среди полимерных композитов в особую группу следует выделить полимерные покрытия, нанесенные на подложку из других твердых материалов, например металлы. В зависимости от своего назначения они

должны противостоять соответствующим механическим воздействиям или агрессивной среде.

Перспективным направлением стало применение полимерных композитов в узлах трения, в которых они применяются для выполнения фрикционных или антифрикционных функций. В обоих случаях они подвергаются двум видам нагружения: сдвигающему от действия сил трения и силам давления, сжимающим композит и создающим в нем отрицательные напряжения сжатия.

С увеличением нагрузки возрастают силы трения и касательные напряжения, передаваемые на адгезию полимерного композита и подложки. Одновременно отрицательные сжимающие напряжения, как будет показано ниже, оказывают положительное влияние на увеличение адгезионной прочности.

Была исследована адгезионная прочность соединения «полиамид – сталь» по методике, изображенной на рис. 1а и 1б.

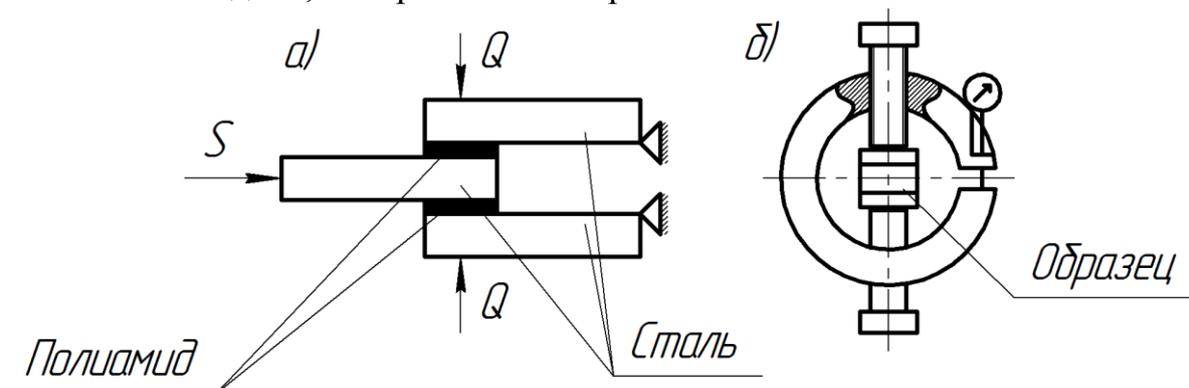


Рис. 1. Испытание адгезионной прочности при действии сжимающей нагрузки: *а* – направление действия нагрузок, *б* – создание сжимающей нагрузки

Сжимающая нагрузка создавалась с помощью разрезного динамометрического кольца.

Было установлено, что с возрастанием усилия сжатия прочность адгезионного соединения возрастает практически пропорционально усилию сжатия. Это явление можно объяснить тем, что появляется дополнительная фрикционная сила покоя, которую надо преодолеть перед моментом разрушения адгезионных связей. График изменения сдвигающего усилия изображен на рис.2.

Следовательно, усилие для разрушение самих адгезионных связей будет равно $S_a - S_T^c$.

Опыты повторялись при различных усилиях сжатия. Во всех случаях обе составляющие S_T и S_a увеличивались. Но S_T возрастала прямо пропорционально усилию сжатия Q , а S_a оставалось практически постоянной величиной.

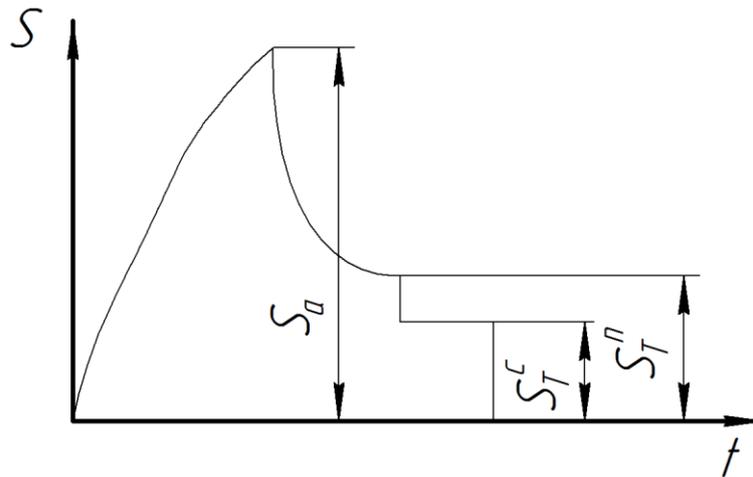


Рис. 2. График разрушения адгезионного соединения. S_a – разрушающее усилие, S_T^n – усилие на преодоление силы трения покоя, S_T^c – усилие на преодоление трения скольжения после разрушения адгезии

Для объяснения этого влияния было проведено исследование напряженного состояния межатомных связей в молекулах полимера.

Одновременно были проведены исследования адгезионной прочности соединения полиамид-сталь с различной толщиной полимерного слоя. Было установлено, что чем меньше его толщина, тем выше прочность соединения. Первое объяснения для этого явления заключается в том, что вследствие разности коэффициентов теплового расширения полимера и стали возникают остаточные напряжения, которые передаются на адгезионные связи, с уменьшением толщины полимерного слоя нагрузка на адгезионные связи уменьшается.

Это явление действительно имеет место. Но проведенные исследования показали, что в результате релаксации остаточные напряжения в полимере практически исчезают. Этому эффекту способствует процесс поглощения полимером из окружающей среды влаги и масел. Следовательно, объяснение увеличения прочности адгезии полимера с уменьшением толщины его слоя нужно искать в другом.

С помощью инфракрасной спектроскопии были проведены исследования частоты колебаний атомов в молекулах полимера в покрытии на разном удалении от его подложки. Оказалось, чем ближе они находятся к подложке, тем выше частота их собственных колебаний. Это говорит о том, что их связи здесь сжаты. Поэтому прочность полимера увеличивается. По мере удаления от подложки этот эффект исчезает, что объясняет снижение адгезионной прочности с увеличением толщины слоя адгезива.

Аналогичные исследования были проведены при изучении адгезии битума и гранита, от качества которой существенно зависит прочность и долговечность дорожных асфальтобетонных покрытий. Битум является

натуральным термопластичным полимеров со сложным химическим составом. Основные его составляющие - это масла, смолы и асфальтены. Считается, что пластические свойства битуму обеспечивают масла, а смолы придают битуму адгезионные свойства. Обе эти фракции по процентному содержанию в объеме битума содержатся в наибольшем количестве. На асфальтены приходится всего 10 – 25%. Но их молекулярная масса значительно больше, чем у всех остальных фракций. При этом представление о влиянии асфальтенов на физико-механические свойства битума пока четко не сформулировано.

Исследования с помощью инфракрасной спектроскопии показали, что именно частота колебаний атомов в молекулах асфальтенов возрастает на границе битума и твердой подложки – гранита. Следовательно, именно они упрочняют битум как адгезив и увеличивают прочность его адгезионных соединений.

На рис. 3 представлены графики изменения частоты колебаний атомов в молекулах асфальтенов и зависимость прочности адгезионного соединения от толщины слоя битума.

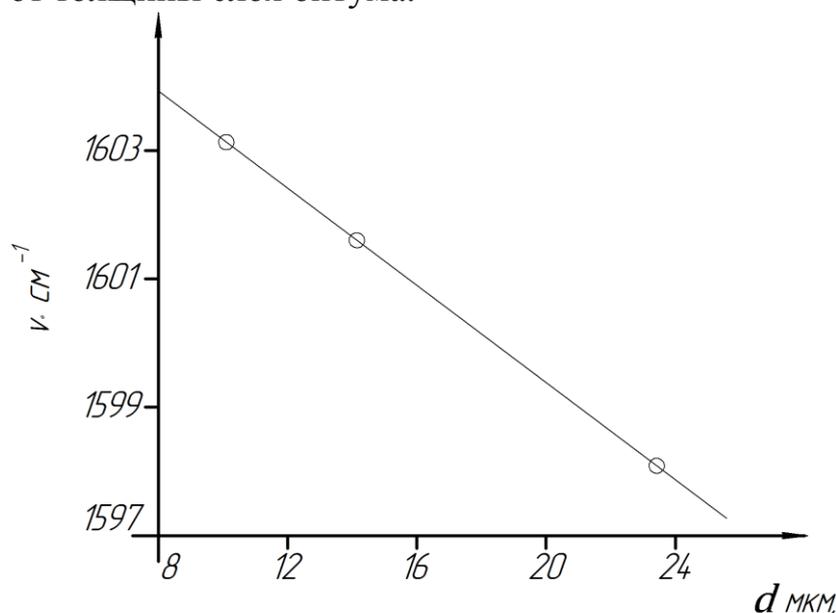


Рис. 3. Зависимость волнового числа (частоты колебаний атомов) для асфальтенов от толщины битумного слоя, d мкм

Авторы исследования [15-18] выдвинули предположение о том, данный эффект вызван тем, что в асфальтены из гранита проникают ионы железа, сжимая их межатомные связи. Этот процесс зависит от температуры и от времени. Одновременно при нагреве происходит термодеструкция молекул полимера. В битуме это асфальтены. В результате появляются активные радикалы, которые образуют связи, в том числе более прочные химические, с материалами подложки.

Таким образом, при повышении температуры при создании полимерных композиционных материалов с применением термопластов в результате проникновения в них активных ионов происходит упрочнение полимера на границе с более прочной составляющей композита, что сопровождается возрастанием его прочности. Но иногда слой полимера оказывается слишком большим и выделяемые, например, подложкой или крупными фракциями наполнителей ионы не могут проникнуть во весь объем полимера и упрочнить его. В результате имеет место так называемый когезионный вид разрушения композита, по полимерному объему. В этом случае целесообразно применить мелкодисперсный порошок, приготовленные из материала, который способен выделять активные ионы. При изготовлении асфальтобетонных смесей, как известно в них добавляют минеральные порошки. При этом считается, что увеличение прочности асфальтового бетона происходит только благодаря снижению пластичности битума и механическому заклиниванию частиц кварцевого песка.

При создании полимерных покрытий в металлических прессовых посадках для борьбы с фреттинг-коррозией возникала задача обеспечить их прочную адгезию и достаточно большой коэффициент трения, чтобы избежать разрушение посадки. Было использованы различные присадки: стекловолокно, кварцевый песок, асбест, алюминиевый сурик и др. Лучший результат был получен после применения мелкодисперсного железного сурика. Результаты испытания адгезии и коэффициента трения покрытия с ним представлены на рис.4 и 5.

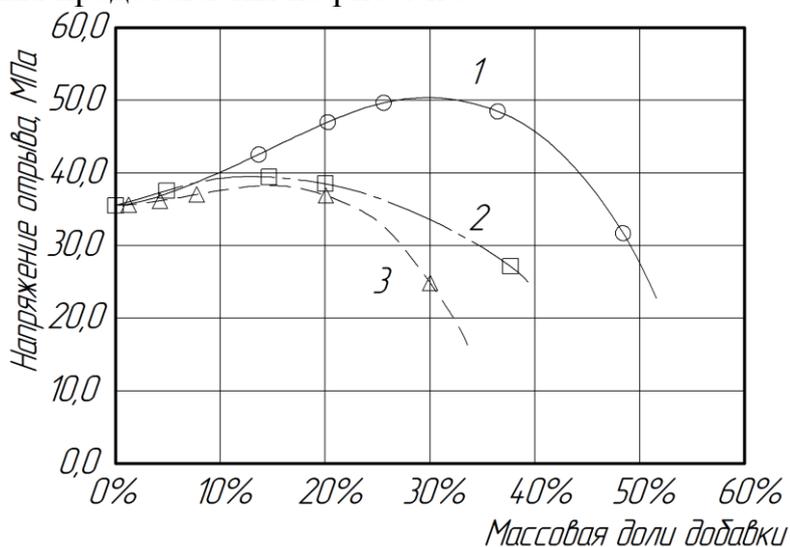


Рис. 4. Изменение адгезионных характеристик композитов на основе полиамида в зависимости от массовой доли добавок: 1 - полиамид + железный сурик; 2 - полиамид + стеклянный порошок; 3 - полиамид + свинцовый сурик

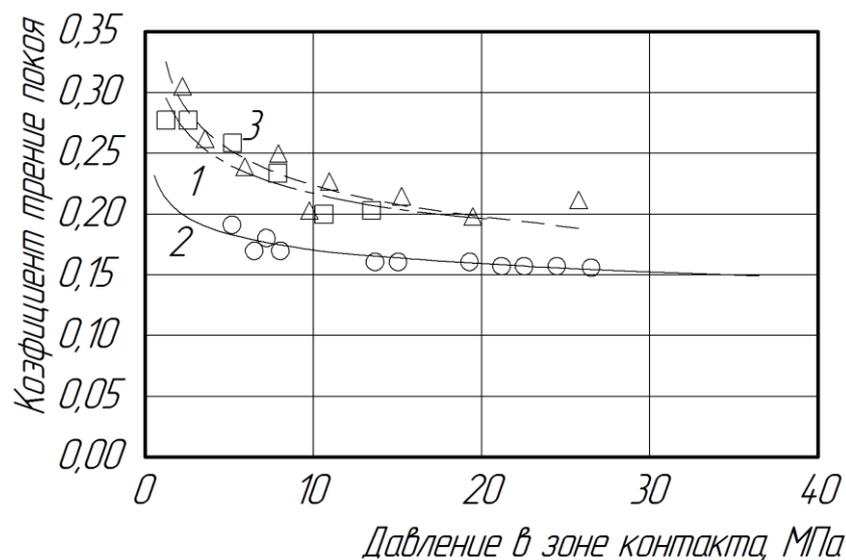


Рис. 5. Изменение коэффициента трения покоя от давления в зоне контакта для сочетаний: 1 – сталь по стали; 2 – полиамид по стали; 3 – полиамид + 20% железного сурика по стали

С точки зрения механического заклинивания увеличение прочности и коэффициента трения должны были показать покрытия с первыми из перечисленных наполнителей, материалы которых имели более высокую прочность и больший размер вводимых микрочастиц [19-20]. Однако улучшение всех желаемых показателей было получено только с мелкодисперсным железным суриком, что еще раз подтвердило положительное влияние ионов железа.

Заключение

1. Частота колебаний атомов в молекулах полимерных адгезивов увеличивается по мере их приближения к поверхности твердых фракций композита, что указывает на сжатие межатомных связей и увеличение прочности. Этот эффект зависит от природы материалов, температуры и времени контакта, что определяет возможность проникновения в полимер активных ионов.

2. Напряжения сжатия, создаваемые нагрузками, например, на контакте твердых поверхностей, также приводят пропорционально к увеличению адгезионной прочности в полимерных композитах.

3. Неровности сопрягаемых твердых поверхностей создают неравномерную толщину слоя полимерного адгезива, поэтому наиболее эффективный способ насыщения его активными ионами может быть введение в композит мелко дисперсных наполнителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] А.Я. Башкарев, В.И. Веттегрень, М.А. Суслов Долговечность полимерных композитов. Издательство политехнического университета, 2016, с.147.
- [2] Zhang H., Ge., Ye H. Effectiveness of the heat conduction reinforcement of particle filled composites // Modelling simul. Mater.Sce.Eng.2005. Vol.13, P. 401-412.
- [3] Kumlutas D., Tavman I.H. A Numerical and Experimental Study on Thermal Conductivity of Particle Filled Polymer Composites. // J. Thermoplastic Composite Materials 2006, Vol. 19. P.441-445.
- [4] А.В. Стукач Исследование термических напряжений в поверхностном слое полиамида при нагреве детали Metalloobrabotke. 2008. №2. С.24-27.
- [5] В.И. Виттегрень, А.Я. Башкарев, М.А. Суслов. Влияние формы частиц наполнителя на прочность полимерного композита. Письма в журнал технической физики. 2007. Т. 33. Вып. 20. С. 37-47.
- [6] Колосова А.С. Современные полимерные композиционные материалы и их применение. Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. -2018 №5 (часть 1) с.245-256.
- [7] Попов А.Ю., Госина К.К., Петров И.В. и др. Классификация, состав, достоинства и недостатки композиционных материалов. Омский научный вестник. №3(143), 2015. – с.42-45.
- [8] Нелюб В.А. Характеристика межфазных слоев полимерных композиционных материалов. // Клеи. Герметики. Технологии. 2013, – №6 – с.23-25.
- [9] Ненахов С.А. Аксиоматика теории адгезия. Клеи. Герметики. Технологии. 2014, – №3 – с.55.
- [10] В.И. Веттегрень, С.А. Иваньков, Р.И. Мамалинов. Деформация химических связей в молекулах покрытия из полиамида на поверхности стали. Журнал технической физики. 2011. Т81. Вып.10. с.107-113.
- [11] Петров В.А., Башкарев А.Я., Веттегрень В.И. Физические основы прогнозирования долговечности конструкционных материалов. СПб: Политехника. 1993, 475с.
- [12] Тамупс В.П., Куксенко В.С. Микромеханика разрушения полимерных материалов. Рига: Зинатне, 1978, 274с.
- [13] В.И. Веттегрень, И.И. Новак, Б.Б. Кулик. Тепловые и флуктуационные деформации химических связей в поверхностных и граничных слоях полимеров. Физика твердого тела. 2005. Т. 47. Вып. 5 с.893-898.

- [14] Canestrari F., Ctardone F., Gratiana A. Adhesive and cohesive properties of asphalt-aggregate systems subjected to moisture damage/ J.Road materials and Pavement Design, vol. 11, 2010, pp.11-32.
- [15] В.И. Веттегрень, В.Б. Кулик, С.В. Бронников. Температурная зависимость прочности полимеров и металлов в области высоких температур. Письма в журнал технической физики. 2005, Т31. Вып 22. с.47-55.
- [16] Painter P.C., Coleman M., Koenig Y.L. The theory of vibrational spectroscopy and its application to the polymeric materials. NY: Y. Willey 1986, 580p.
- [17] Bashkarev A. Bukreev V.V., Kuschenko A.V. Adhesive Bonding strength of polyamide on steel substrate in Friction Units of machines. International Review of mechanical Engineering (I. RE. M. E.), vol. 11, №9, September. 2017, p. 637-676.
- [18] Zhang H., Ge X., Ye H. Effectiveness of the heat conduction reinforcement of particle tilled composites // model. Simul. Mater. Eng. 2005, vol.13, p. 401-412.
- [19] Blokhin A.N. Dyachkova T.P., Sukhorukov F.K., Composite materials using fluorinated graphene nanoplatelets. Nanosystem: Physics, Chemistry, mathematics 2018, №9 (1), p. 102-105.
- [20] Михайличенков А.М., Копоненко А.С., Фимик Ю. И. Упрочнение, технологии и покрытия. 2013 т. 14, №12, с.539-542

A.Y. Bashkarev, L.V. Slavutin, V.Y. Bessonova, A.V. Kushchenko

POSITIVE EFFECT OF NEGATIVE STRESSES ON ADHESION STRENGTH AND DURABILITY OF POLYMER COMPOSITES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

Abstract

The effect of negative stresses arising under the influence of compressive loads on the strength of polymer composites is considered. The results of studies are given with regard to adhesive connections of polyamides with metals and bitumens with mineral materials. It has been shown that the interatomic bonds in the molecules of adhesives can be compressed as a result of penetration into them of ions from solid materials. This phenomenon leads to the increase of their strength and, consequently, of the whole composite material.

Key words: adhesion, strength, durability, polyamides, bitumen, granite.

REFERENCES

- [1] A.Y. Bashkarev, V.I. Vettegren, M.A. Suslov Durability of polymer composites. Polytechnic University Press, 2016, p.147
- [2] Zhang H., Ge., Ye H. Effectiveness of the heat conduction reinforcement of particle filled composites // Modelling simul. Mater.Sce.Eng.2005. Vol.13, P. 401-412.
- [3] Kumlutas D., Tavman I.H. A Numerical and Experimental Study on Thermal Conductivity of Particle Filled Polymer Composites. // J. Thermoplastic Composite Materials 2006, Vol. 19. P.441-445.
- [4] A.V. Stukach Investigation of thermal stresses in the surface layer of polyamide during part heating Metalworking. 2008. №2. p.24-27.
- [5] V.I. Vittegren, A.Y. Bashkarev, M.A. Suslov. Influence of the filler particles form on strength of polymer composite. Letters to the Journal of Technical Physics. 2007. T. 33. Issue. 20. p. 37-47.
- [6] Kolosova A.S. Modern polymeric composite materials and their application. International Journal of Applied and Fundamental Research. - 2018 №5 (part 1) p.245-256.
- [7] Popov A.Y., Gosina K.K., Petrov I.V. et al. Classification, composition, advantages and disadvantages of composite materials. Omsk Scientific Bulletin. №3(143), 2015. -p.42-45.
- [8] Nelyub V.A. Characteristics of interphase layers of polymer composites. // Adhesives. Technologies. 2013, -№6-p.23-25.
- [9] Nenakhov S.A. Axiomatics of the Adhesion Theory. Adhesives. sealants. Technologies. 2014, -№3-p.55.
- [10] V.I. Vettegren, S.A. Ivankov, R.I. Mamalinov. Deformation of chemical bonds in the molecules of polyamide coatings on the surface of steel. Journal of Technical Physics. 2011. T81. Vol.10. p.107-113.
- [11] Petrov V.A., Bashkarev A.Y., Vettegren V.I. Physical Bases of Durability Prediction of Structural Materials. St. Petersburg: Polytechnica. 1993, 475p.
- [12] Tamups V.P., Kuksenko V.S. Micromechanics of fracture of polymeric materials. Riga: Zinatne, 1978, 274 p.
- [13] V.I. Vettegren, I.I. Novak, B.B. Kulik. Thermal and fluctuational deformations of chemical bonds in surface and boundary layers of polymers. Physics of Solids. 2005. T. 47. Vol. 5 p.893-898
- [14] Canestrari F., Ctardone F., Gratiana A. Adhesive and cohesive properties of asphalt-aggregate systems subjected to moisture damage/ J.Road materials and Pavement Design, vol. 11, 2010, p.11-32.
- [15] V.I. Vettegren, V.B. Kulik, S.V. Bronnikov. Temperature dependence of the strength of polymers and metals in the high temperature region. A Letter to the Journal of Technical Physics. 2005, T31. Vol. 22, p. 47-55.

- [16] Painter P.C., Coleman M., Koenig Y.L. The theory of vibrational spectroscopy and its application to the polymeric materials. NY: Y. Willey 1986, 580p.
- [17] Bashkarev A. Bukreev V.V., Kuschenko A.V. Adhesive Bonding strength of polyamide on steel substrate in Friction Units of machines. International Review of mechanical Engineering (I. RE. M. E.), vol. 11, №9, September. 2017, p. 637-676.
- [18] Zhang H., Ge X., Ye H. Effectiveness of the heat conduction reinforcement of particle tilled composites // model. Simul. Mater. Eng. 2005, vol.13, p. 401-412.
- [19] Blokhin A.N. Dyachkova T.P., Sukhorukov F.K., Composite materials using fluorinated graphene nanoplatelets. Nanosystem: Physics, Chemistry, mathematics 2018, №9 (1), p. 102-105.
- [20] Mikhailichenkov A.M., Koponenko A.S., Fimik Yu. 2013 г. 14, №12, p.539-542

УДК 621.332

А. И. Васильев¹, Р.Ю.Добрецов²

ЭНЕРГОЗАТРАТЫ АВТОПОЕЗДА-ГИБРИДА С ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКОЙ



¹Алексей Игоревич Васильев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)782-3405, E-mail: vasiliev.ai@edu.spbstu.ru



²Роман Юрьевич Добрецов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)748-2516, E-mail: dr-idpo@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы энергоэффективности автопоездов-гибридов различных типов. Результаты расчетов показали, что практически в два раза снижаются энергозатраты для двигателя внутреннего сгорания тягача. Произведено сравнение автопоездов-гибридов с генераторной установкой и различными программами использования генераторных установок. Для расчёта энергозатрат была использована имитационная математическая модель. Расчёт произведен в программной среде MatLab Simulink. На основе полученных результатов сделаны выводы о энергоэффективности различных типов автопоездов-гибридов с активным прицепным звеном.

Ключевые слова: активный прицеп, автопоезд-гибрид, вездеход, теория движения транспортных машин, проектирование трансмиссии

Введение

В работе приведены результаты оценки энергозатрат различных вариантов конструкций автопоезда в заданном ездовом цикле: тягач с

пассивным прицепом, тягач с активным прицепом с накопителями энергии, без генераторной установки, тягач с ДВС, который параллельно питает генераторную установку, и активный прицеп с накопителями энергии. Произведено оценочное сравнение.

Основная цель работы – теоретически изучить эффективность концепции активного прицепа с электроприводом в составе автопоезда с тягачом, ДВС которого обеспечивает подвод мощности к колесам тягача и к генераторной установке.

Объект исследования – автопоезд с активным прицепным звеном с электромеханической трансмиссией.

Задачи исследования:

- исследование прямолинейного движения тягача с активным прицепом (АП) с учетом влияния различных вариантов конструкции привода;

- анализ различных схем электропривода АП, различных способов компоновки и способов подачи мощности к генератору;

- формирование методики для оценки энергозатрат при движении по заданному циклу. Сравнение показателей затраченной энергии в различных ездовых циклах автопоезда с различными вариантами конструкции;

- расчет затрат энергии и оценка мощности, затрачиваемой на преодоление внешних сопротивлений при движении прицепа в составе автопоезда;

- сравнение различных типов автопоездов;

В работах Горелова В.А., Чудакова О.И. [1-4] рассмотрены вопросы динамики автопоездов с активным прицепным звеном. Вопросы энергоэффективности не были рассмотрены ранее, за исключением отдельных публикаций авторов настоящей статьи.

Методы

Для оценки энергозатрат при движении транспортного средства в различных ездовых циклах была использована среда MatLab Simulink. В данной среде была построена имитационная математическая модель прямолинейного движения автопоезда, основанная на уравнениях динамики, приведенных ниже. Движение автопоезда описывается системой дифференциальных уравнений. Для сравнения используется один и тот же ездовой цикл.

“Согласно действующим нормативным документам оценка тягово-скоростных и тормозных свойств автомобиля, топливной экономичности, проходимости осуществляется в процессе моделирования его прямолинейного движения. Предполагается, что центр масс автомобиля

перемещается по прямой линии, расположенной в неподвижной вертикальной плоскости. Все силы и моменты воздействий внешней среды на автомобиль находятся в этой плоскости” [5].

Результаты

При разработке математической модели были приняты следующие допущения:

1. Вертикальные и горизонтальные реакции левого и правого борта равны (велосипедная модель);
2. Качение колес происходит по ровной, недеформируемой поверхности;
3. Контакт колес с опорной поверхностью точечный;
4. В работе принят подход, исключающий описание внутренней динамики процессов ДВС тягача, тяговых электродвигателей прицепа;
5. Положение центра тяжести по высоте относительно опорной поверхности неизменно;
7. Между тремя осями тягача момент распределяется поровну, между двумя осями прицепа распределяется поровну.

Далее в статье сравниваются четыре различных модели автопоезда: тягач с ДВС мощностью 350 кВт с пассивным полуприцепом, тягач с ДВС мощностью 200 кВт с полуприцепом с электродвигателями мощностью 150 кВт без генераторной установки (накопители энергии условно предварительно заряжены), тягач с ДВС мощностью 200 кВт вкуче с генераторной установкой мощностью 150 кВт, установленной на тягаче после раздаточной коробки с полуприцепом с электродвигателем мощностью 150 кВт.

Значительно повысить эффективность автопоезда с активным прицепом за счёт использования новых видов трансмиссий и параллельной гибридной схемы [6-9]

Расчет энергозатрат последнего тягача производится с учетом двух различных вариантов работы генератора. Первая программа работы генератора предполагает, что на генератор всегда будет поступать команда выдавать определённый момент (рис.1). В зависимости от оборотов создается требуемое управляющее воздействие для того чтобы это реализовать. Вторая программа учитывает текущий момент на двигателе тягача и на генератор подается команда вырабатывать момент, чтобы двигатель тягача всегда работал в зоне максимального момента и максимальной экономичности (см. рис.3).

В работе не учитывается КПД силовых установок и при передаче энергии. Не учитывается холостой ход работы ДВС при остановке.

Для расчёта была использована упрощенная математическая модель динамики автопоезда (1, 2, 3), без учета динамики двигателей.

$$\begin{cases} m_1 \dot{V}_1 = \sum_{i=1}^3 R_{xi} - G_1 \sin a - P_w - P_{кр} \\ J_{ki} \dot{\omega}_{ki} = -R_{xi} r_d - M_{fi} + M_{дв} i_{тр1} \eta_{тр1} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_1 \dot{V}_1 = \sum_{i=1}^3 R_{xi} - G_1 \sin a - P_w - P_{кр} \\ J_{ki} \dot{\omega}_{ki} = -R_{xi} r_d - M_{fi} + M_{дв} i_{тр1} \eta_{тр1} - M_{ген} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} m_2 \dot{V}_2 = \sum_{i=4}^5 R_{xi} - G_2 \sin a - P_w + P_{кр} \\ J_{ki} \dot{\omega}_{ki} = -R_{xi} r_d - M_{fi} + M_{эдв} i_{тр2} \eta_{тр2} \end{cases} \quad (3)$$

Где m_1 – масса тягача; m_2 – масса прицепа; \dot{V} – ускорение звена; R_{xi} – реакция колес по оси X; $G_i = m_i g$ – вес звена; g – ускорение свободного падения; α – угол наклона опорной поверхности; P_w – сила аэродинамического сопротивления; $P_{кр}$ – сила на крюке (форм); $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение колеса равное угловому ускорению выходного вала двигателя; $M_{дв}$ – крутящий момент на выходном валу двигателя; $M_{эдв}$ – крутящий момент на выходном валу электродвигателя, J_{ki} – момент инерции приведенный к колесу; r_d – динамический радиус колеса; $i_{трi}$ – передаточное отношение коробки передач вместе с главной передачей звена; $\eta_{трi}$ – механический коэффициент полезного действия трансмиссии; $M_{ген}$ – момент генератора, $M_{fi} = f R_{zi} r_d$ – момент дорожного сопротивления, f – коэффициент дорожного сопротивления,

Формула (2) отражает уравнение динамики с учетом работы генератора.

Продольные реакции колес рассчитываются по зависимости:

$$R_{xi} = \varphi(S) \cdot R_{zi} \quad (4)$$

Где $\varphi(S) = \varphi_{max} (1 - e^{-S/S_0})(1 + e^{-S/S_0})$, а $S = (V - \omega_k r_d) / V$ – коэффициент сцепления для ведомого режима; $S = (\omega_k r_d - V) / V$ – для ведущего режима. Значение постоянных φ_{max} , S_0 , S_1 определяются типом опорной поверхности и типом шины. Для сухого асфальтобетонного покрытия $S_0 = \varphi_{max} = 0,8$; $0,015$; $S_1 = 0,04$ [1]; R_{zi} – вертикальные реакции.

Для определения нормальных реакций с учетом их перераспределения при ускорении или замедлении ТС используются уравнения моментов (5) и (6) всех силовых факторов относительно точки центра тяжести звена:

$$\sum M_{A1} = R_{z1}L_1 + M_{f1} + m_1\dot{V}h + G_1h \sin a + M_{f3} + R_{z3}L_3 + M_{f5} + P_w h - R_{z2}L_2 + P_{кр}h_{кр} \quad (5)$$

$$\sum M_{A2} = R_{z5}L_5 + M_{f4} + m_2\dot{V}h + G_2h \sin a + M_{f5} - R_{z4}L_4 + M_{f5} + P_w h - R_{z5}L_5 - P_{кр}h_{кр} \quad (6)$$

Из уравнений определяются значения реакций.

Продольная составляющая связи тягача и полуприцепа реализуется через силу на крюке, которая вычисляется по следующей зависимости [2]:

$$P_{кр} = (X_{c1} - X_{c2})C_0 + (V_{x1} - V_{x2})B_0 \quad (7)$$

где C_0 – коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; X_{c1} и X_{c2} – координата по оси X центра масс тягача и полуприцепа; B_0 – коэффициент сопротивления демпфера седельно-сцепного устройства (ССУ) в продольном направлении.

Расчет вертикальных реакций

Вертикальные реакции в пятне контакта i -ой оси с опорной поверхностью определяется зависимостью

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^3 P_{zi} = G_1 \cos a + P_{zs} \\ \sum_{i=1}^3 P_{zi}L_{ki} + P_w h_w + P_{ax1}h_{c1} + P_{zs}l_{s1} + P_{кр}h_{кр1} + G_1 \sin a h_{c2} + \sum_{i=1}^3 M_{ci} = 0; \\ R_{z2}(l_2 + l_1) - R_{z1}l_2 - R_{z3}l_1 = 0 \end{array} \right. \quad (9)$$

где h_w и h_{c1} – расстояние по оси Z от оси колес тягача до точки приложения силы сопротивления воздуха и центра тяжести тягача; P_{ax1} – сила инерции тягача; l_{s1} – расстояние от центра масс тягача до седельно-сцепного устройства (ССУ); $h_{кр1}$ – расстояние от оси колес тягача до ССУ по оси Z ; M_{ci} – момент сопротивления движению, приведенный к i -й оси.

P_{zi} прицепа определяется с помощью следующей системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=4}^5 P_{zi} + R_{zs} = G_2 \cos a; \\ \sum_{i=4}^5 P_{zi}L_{ki} + P_{ax2}h_{c2} + P_{zs}l_{s2} - P_{кр}h_{кр2} + G_2 \sin a h_{c2} + \sum_{i=4}^5 M_{ci} = 0; \\ R_{z4}(l_4 + l_3) - R_{z4}l_4 - R_{z5}l_3 = 0 \end{array} \right. \quad (10)$$

Первое уравнение из системы получено из условия равенства суммы нормальных реакций массе машины (9, 10). Для седельного автопоезда к массе тягача добавляется вертикальная составляющая нагрузки на ССУ, которая обозначена как P_{zs} . Изменение этой нагрузки в процессе движения может достигать значительной величины и оказывает серьезное влияние на динамику автопоезда.

Второе уравнение из системы (9, 10) получено из условия равенства моментов, действующих на автомобиль в соответствии с возникшим ускорением. Остальные следуют из утверждения, что концы векторов сил нормальных реакций лежат в одной плоскости (рис. 2) [10].

Все полученные уравнения были реализованы в среде Simulink.

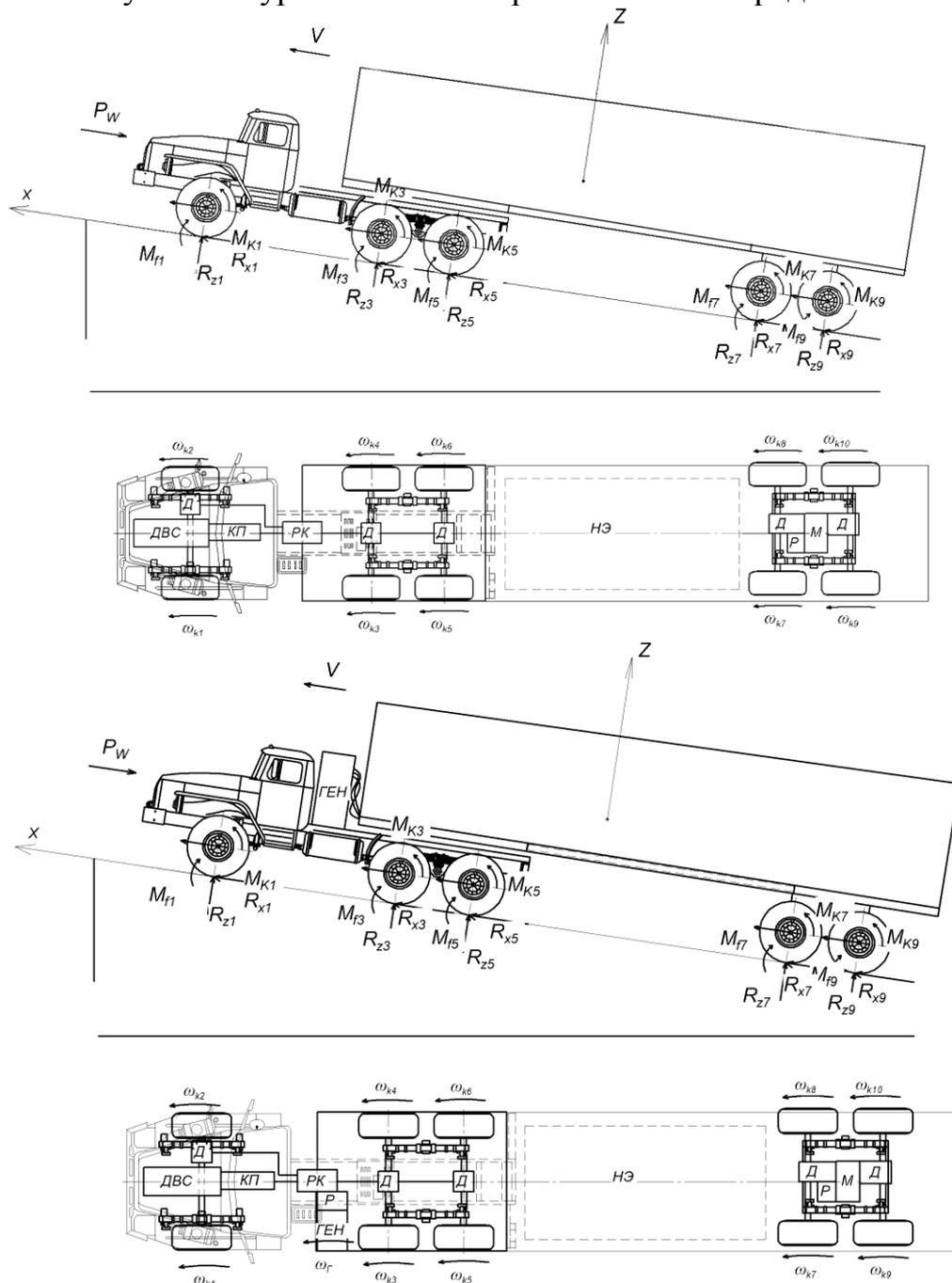


Рис. 1. Схема сил, ускорений, действующих на автопоезд. Устройство автопоезда с активным прицепом без и с генератором. Расшифровка аббревиатур: ДВС-двигатель внутреннего сгорания, КП – коробка передач, РК – раздаточная коробка, Р- редуктор (перед генератором и перед мостами полуприцепа, ГЕН – генератор, Д – дифференциал, М-электромотор полуприцепа, НЭ – накопители энергии)

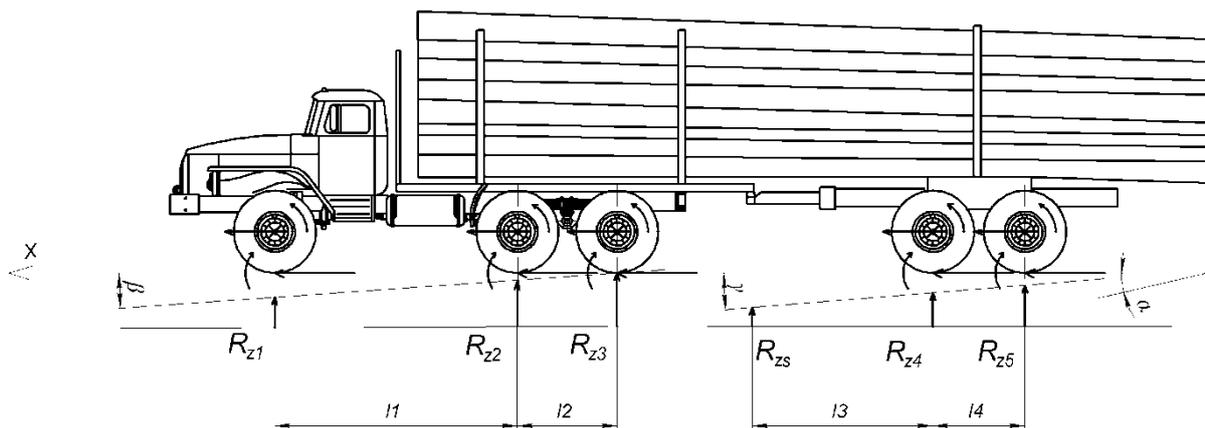


Рис. 2. Гипотеза о нахождении концов векторов вертикальных реакций в одной плоскости: распределение вертикальных реакций

Таблица 1.

Результаты расчёта для ездового цикла The EPA Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Schedule for heavy duty vehicle testing

Исполнение	А с ПП (общая масса 25 т)	А с АП (общая масса 25 т)		А с АП (общая масса 25 т)				
		Сумmins	Электродвигатель	Сумmins	Электродвигатель	Генератор		
Двигатель	Сумmins	Сумmins	Электродвигатель	Сумmins	Электродвигатель	Генератор		
Мощность (кВт)	350	200	150	200	150	150		
Обороты (об/мин)	800... 2200	800... 2200	-4500...4500	800... 2200	-4500...4500	-		
Максимальный момент, (Н*м)	1485	990	525	990	525	525		
Результаты расчета (кВт*ч) / на 1 км пути	3,20	1,03	1,60 З	0,20 Р	1,70	1,60 З	0,2 Р	Программа 1
					1,73	1,60	0,2	Программа 2
								2.52

Обозначения: А – автопоезд, ПП – пассивный прицеп, АП – активный прицеп, З – затраты, Р – рекуперация.

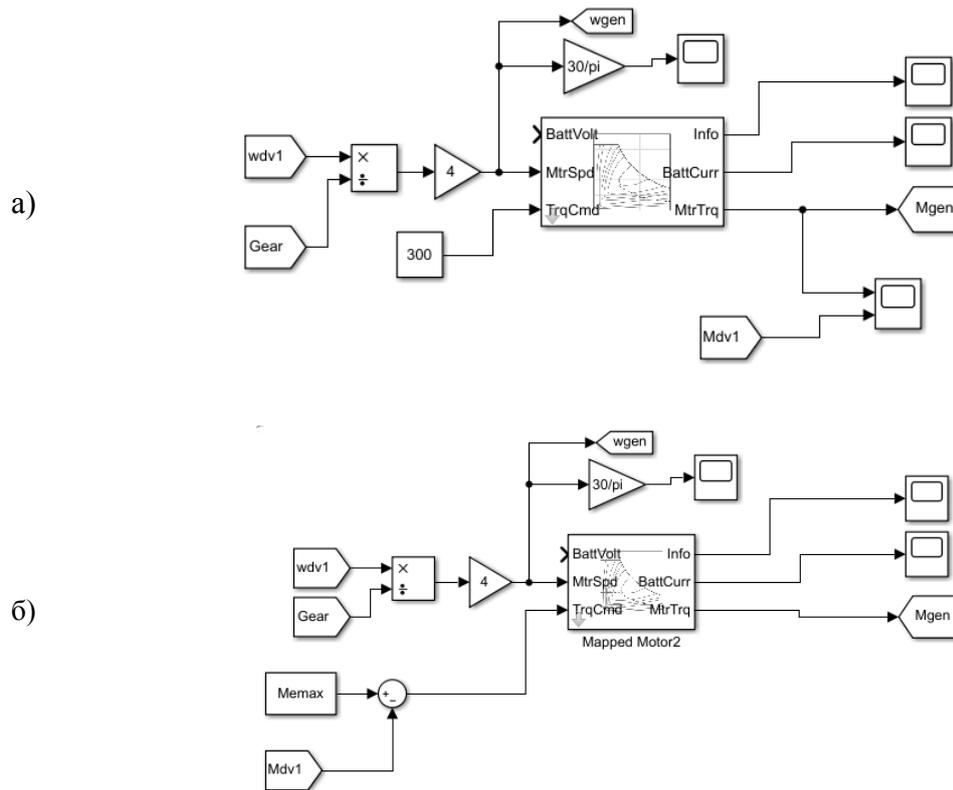


Рис. 3. Модель MatLab Simulink работы генераторной установки:
а) программа 1, б) программа 2

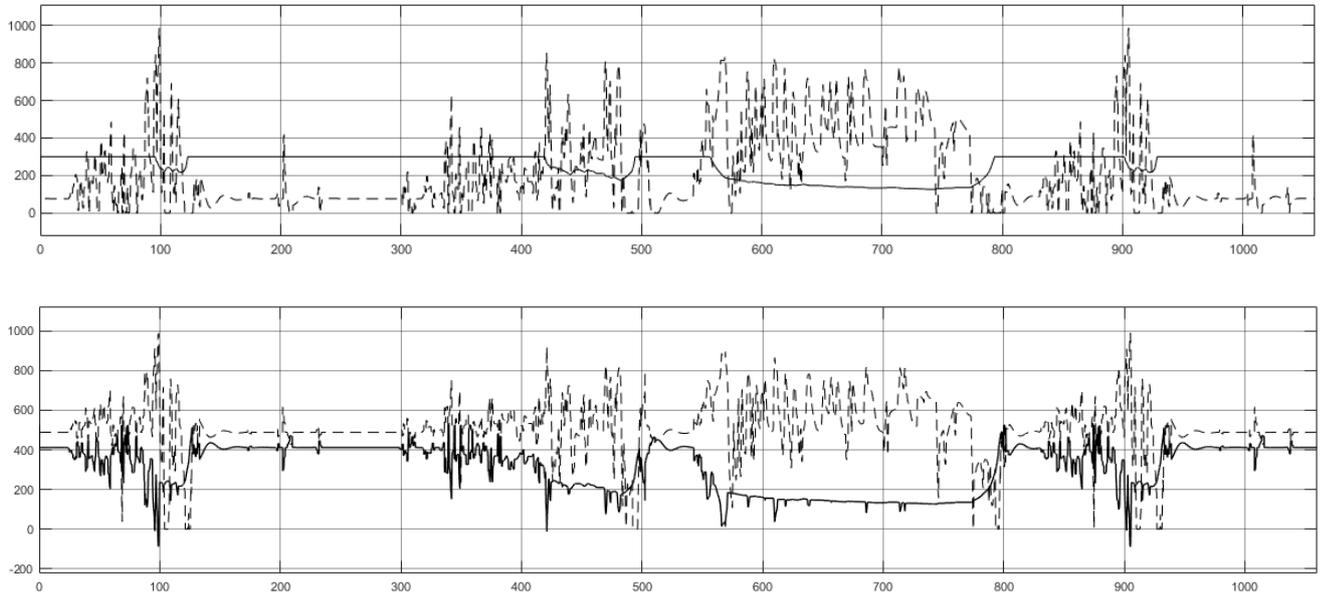


Рис. 4. Момент двигателя (Н·м) в зависимости от времени:
----- момент ДВС тягача, — момент, выдаваемый генератором; генератор работает по программе 1 (вверху) и по программе 2 (внизу)

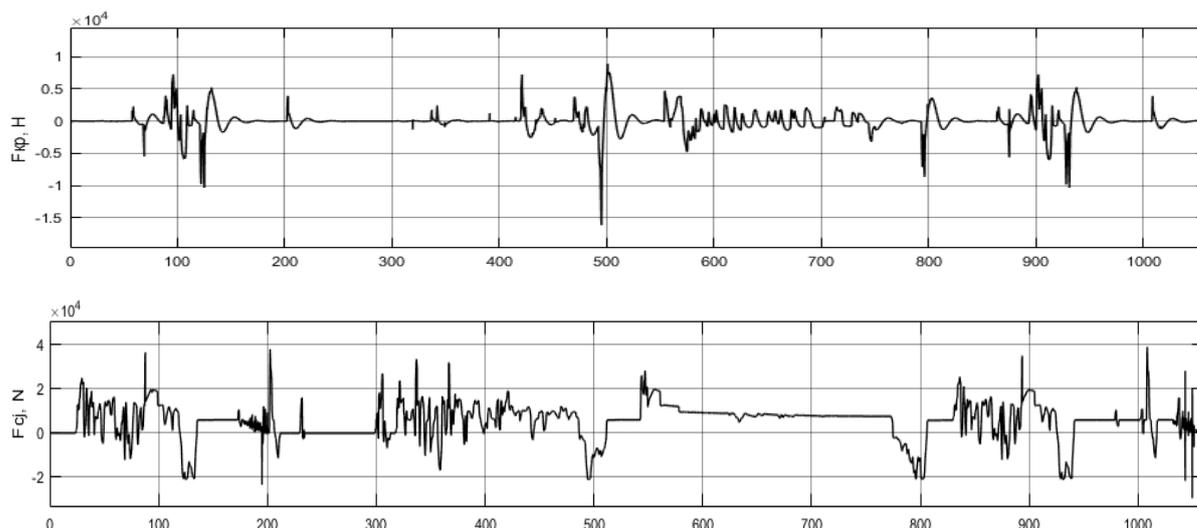


Рис. 5. Сила на крюке (Н) в зависимости от времени:
 сверху – для АП с с активным прицепом, внизу – для АП с пассивным прицепом

Обсуждение

В результате работы было получены энергозатраты в ездовом цикле Urban Dynamometer Driving Schedule (см. рис. 6). При этом была использована описанная в работе математическая модель движения автопоезда.

В данной работе предлагается способ управления электродвигателем прицепа с помощью ПИД-регулятора по значениям силы на крюке. Задача ПИД-регулятора заключается в приведении силы на крюке к нулю, ПИД-регулятором любое значение на крюке воспринимается как ошибка, которую он пытается исправить, задавая управляющее воздействие на электродвигатель.

Результаты расчетного эксперимента (теоретическая оценка энергозатрат) ограничены математической моделью и в значительной мере зависят от силы на крюке, а именно от заданных значений коэффициентов C и B . Данные значения подбирались с соблюдением того условия, чтобы соблюдалось адекватное значение силы на крюке на том же автопоезде с пассивным прицепом. Однако на результаты сравнения двух автопоездов значения подобранных коэффициентов влияет незначительно.

Также из графиков (рис. 5) видно, что максимальные значения силы на крюке тягача в 3 раза меньше у автопоезда с АП, что подчеркивает его в преимуществе также и в безопасности.

Исходя из расчета энергозатрат, можно сделать вывод о полном отсутствии необходимости активизации прицепных звеньев стандартных магистральных автопоездов, работающих в условиях городских и междугородних циклов. Обычный тягач создает достаточную толкающую

силу впоследствии прицеп движется по инерции, необходимость в приводе отсутствует.

При движении в “тяжелых” дорожных условиях ситуация может оказаться совсем другой, в связи с этим необходимо провести расчет затрат энергии по деформируемой поверхности. Однако, даже в условиях движения по деформируемой поверхности, тягач будет образовывать “готовую” колею по которой колеса полуприцепа пройдут с меньшими энергозатратами. Исходя из проведенного расчета можно сделать вывод о необходимости активизации прицепных звеньев многосвязных автопоездов, автопоездов перевозящих тяжелые грузы (негабарит) и автопоездов работающих на дорогах с высоким сопротивлением движению (песок, мокрый грунт, болотистая местность, высокие сугробы) с высоким количеством поворотов (когда колеса прицепа не двигаются по колею образованной колесами тягача).

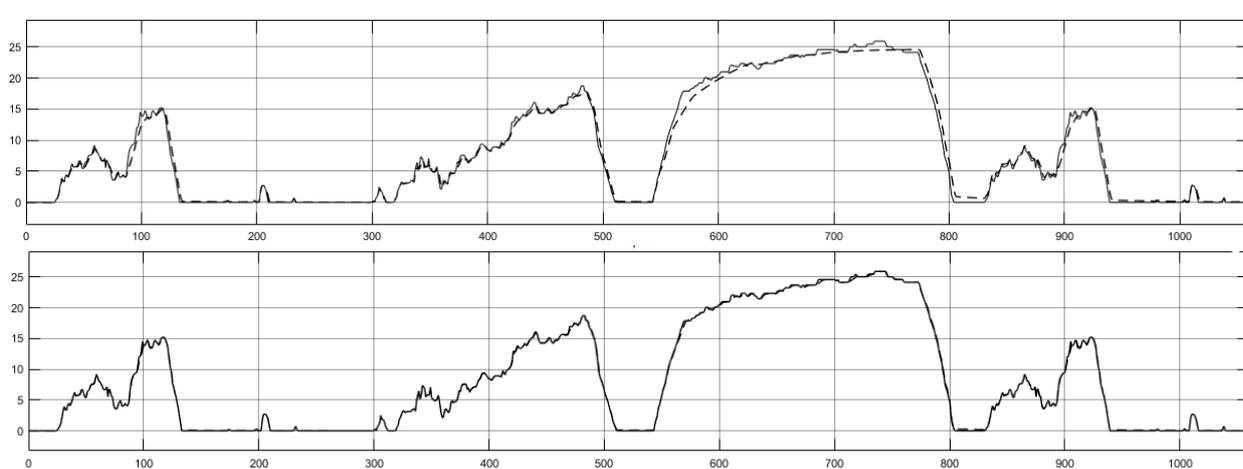


Рис. 6. Зависимость скорости от времени, отклонение от заданного ездового цикла: график сверху – автопоезд с активным прицепом, график снизу – автопоезд с пассивным прицепом

Заключение.

- Очевидна эффективность такого типа автопоездов в лесной промышленности [11]. Несмотря на низкие показатели КПД электродвигателей, на большие потери при преобразовании энергии, с учетом развития электротехники данный вид привода для активного прицепа является наиболее перспективным [12-15].

- В результате расчета движения автопоездов в ездовом цикле EPA Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Schedule было выявлено, что затраты энергии при заданном ездовом цикле, приходящиеся на двигатель внутреннего сгорания тягача, в 3 раза выше, чем у тягача с активным прицепом (табл. 1). При этом при работе генератора энергозатраты

двигателя тягача выше в 1.7 раза, чем с активным прицепом без генератора (табл. 1).

Из графиков видно, что автопоезд с активным прицепным звеном обладает лучшей динамикой (меньшей отклонение от скоростей заданного ездового цикла (рис. 6)).

Из полученных результатов можно сделать вывод, что генераторная установка в первом приближении не требует сложной программы, однако возможно потребуется разработка более сложных программ управления. Вполне интересным представляется вариант установки на полуприцеп более мощного тягового электродвигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Горелов В.А и [др.] / Разработка алгоритма распределения мощности в трансмиссии активного седельного автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 12. С. 1–17.
- [2] Анкинович Г.Г., Горелов В.А., Чудаков О. И. Оценка влияния активизации колес полуприцепа на тягово-динамические свойства автопоезда // Известия вузов. Машиностроение. 2017. №1 (682). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-vliyaniya-aktivizatsii-koles-polupritsepa-na-tyagovo-dinamicheskie-svoystva-avtopoezda> (дата обращения: 14.04.2020).
- [3] Горелов В.А., Падалкин Б.В., Чудаков О.И. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. №2 (113). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/matematiceskaya-model-pryamolineynogo-dvizheniya-po-deformiruemoj-opornoj-poverhnosti-dvuhzvennogo-sedelnogo-avtopoezda-s-aktivnym> (дата обращения: 14.04.2020).
- [4] Чудаков О. И. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук «Разработка закона распределения мощности между звеньями при прямолинейном движении автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве». Москва, 2017 г. - 145 с.
- [5] Тарасик В. П. Математическое моделирование прямолинейного движения автомобиля // Вестник Белорусско-Российского университета. 2017. №2 (55). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/matematiceskoe-modelirovanie-pryamolineynogo-dvizheniya-avtomobilya> (дата обращения: 10.05.2021).
- [6] Dobretsov, R., Gubachev M., Naletov I. and Vasiliev A., On the way to driverless road-train: Digital technologies in modeling of movement,

- calculation and design of a road-train with hybrid propulsion unit. IV International Scientific Conference "The Convergence of Digital and Physical Worlds: Technological, Economic and Social Challenges" (CC-TEESC2018). 2018. Pp. 1-9.
- [7] Didikov R.A. etc. Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission. *ProcediaEngineering* Vol. 206 (2017) pp. 1735-1740.
- [8] Добрецов Р.Ю. и [др.] Выбор схемного варианта построения трансмиссий военных машин с гибридной силовой установкой // Сборник статей научно-практической конференции «Разработка и использование электрических трансмиссий для образцов вооружения и военной техники (ОАО «ВНИИТрансмаш»), 20 октября 2016 г.». – Издание ОАО «ВНИИТрансмаш», Санкт-Петербург, 2016. – 169 с. – С. 87-100
- [9] Dobretsov R., Dobretsova S. and Vasiliev A., Transmission type parallel to ship with hybrid power plant, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1111, International Conference: Actual Issues of Mechanical Engineering (AIME 2020) 27th-29th October 2020, <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1111/1/012065>
- [10] Дубовик Д. А. Гипотеза линейного закона распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин и методика ее экспериментального обоснования // Вестник Белорусско-Российского университета. 2010. №2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/gipoteza-lineynogo-zakona-raspredeleniya-opornyh-reaktsiy-koles-mnogoosnyh-kolesnyh-mashin-i-metodika-ee-eksperimentalnogo> (дата обращения: 14.04.2020).
- [11] Шегельман И. Р., Скрыпник В. И., Васильев А. С. Обоснование технических решений по созданию высокопроходимого лесовозного автопоезда // ТДР. 2011. №7. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obosnovanie-tehnicheskikh-resheniy-po-sozdaniyu-vysokoprohodimogo-lesovoznogo-avtopoezda> (дата обращения: 14.04.2020).
- [12] Chen P-T, Pai P-H, Yang C-J, Huang KD. Development of Transmission Systems for Parallel Hybrid Electric Vehicles. *Applied Sciences*. 2019; 9(8):1538. <https://doi.org/10.3390/app9081538>
- [13] Novitskiy, Alexander & Konotop, Irina & Westermann, Dirk. (2016). Flicker Propagation in Power Networks with Hybrid and Parallel Overhead Transmission Lines. *Renewable Energy and Power Quality*. DOI: <https://doi.org/672-677.10.24084/repqj14.425>.
- [14] Nishimoto, Kazuo & Sampaio, Claudio & Vale, Rodrigo & Ruggeri, Felipe. (2020). Numerical Simulation of Hybrid Platform Supply Vessel (PSV) Fuel Consumption for the Pre-Salt Layer in Brazil. DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-15-4680-8_34.

- [15] Sciarretta, A., Back, M. and Guzzella, L. "Optimal control of parallel hybrid electric vehicles," in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 12, no. 3, pp. 352-363, May 2004, doi: 10.1109 / TCST.2004.824312.

A.I.Vasiliev, R.Y.Dobretsov

ENERGY CONSUMPTION OF HYBRID ROAD TRAIN WITH GENERATOR

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper deals with the energy efficiency of various types of hybrid road trains. The calculation results showed that the energy consumption for the internal combustion engine of the tractor is almost halved. A comparison is made of hybrid road trains with a generator set and various programs for using generator sets. A simulation mathematical model was used to calculate the energy consumption. The calculation was performed in the MatLab Simulink software environment. Based on the results obtained, conclusions were drawn about the energy efficiency of various types of hybrid road trains with an active trailed link.

Key words: active trailer, hybrid road train, all-terrain vehicle, theory of vehicle movement, transmission design.

REFERENCES

- [1] Gorelov, V.A. et al. / Development of an algorithm for power distribution in the transmission of an active semitrailer train based on the analysis of power factors in the coupling device Science and Education. MSTU them. N.E. Bauman. Electron. zhurn. 2016. No. 12. P. 1–17.
- [2] Ankinovich, G.G., Gorelov, V.A., Chudakov, O.I. Assessment of the impact of activating the wheels of a semi-trailer on the traction and dynamic properties of the road train // Izvestiya vuzov. Mechanical engineering. 2017. No. 1 (682). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-vliyaniya-aktivizatsii-koles-polupritsepa-na-tyagovo-dinamicheskie-svoystva-avtopoezda> (date of access: 04/14/2020).
- [3] Gorelov, V.A., Padalkin, B.V., Chudakov, O.I. Mathematical model of rectilinear motion along the deformable support surface of a two-link semitrailer train with an active semitrailer link. Vestnik MGTU im. N.E.

- Bauman. Ser. Mechanical engineering. 2017. No. 2 (113). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/matematicheskaya-model-pryamolineynogo-dvizheniya-po-deformiruemyy-opornoy-poverhnosti-dvuhzvennogo-sedelnogo-avtopoezda-s-aktivnym> (date of access: 14.04.2020).
- [4] Chudakov, O.I. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences "Development of the law of power distribution between links in the rectilinear movement of a road train based on the analysis of force factors in the coupling device." Moscow, 2017 - 145 p.
- [5] Tarasik, V.P. Mathematical modeling of rectilinear movement of a car // Bulletin of the Belarusian-Russian University. 2017. No. 2 (55). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/matematicheskoe-modelirovanie-pryamolineynogo-dvizheniya-avtomobilya> (date accessed: 05/10/2021).
- [6] Dobretsov, R., Gubachev, M., Naletov, I. and Vasiliev, A. On the way to driverless road-train: Digital technologies in modeling of movement, calculation and design of a road-train with hybrid propulsion unit. IV International Scientific Conference "The Convergence of Digital and Physical Worlds: Technological, Economic and Social Challenges" (CC-TEESC2018). 2018. Pp. 1-9.
- [7] Didikov, R.A. etc. Power Distribution Control in Perspective Wheeled Tractor Transmission. *ProcediaEngineering* Vol. 206 (2017) pp. 1735-1740.
- [8] Dobretsov R.Yu. and [others] Choosing a schematic option for constructing transmissions of military vehicles with a hybrid power plant // Collection of articles of the scientific-practical conference "Development and use of electric transmissions for weapons and military equipment (JSC VNIITransmash), October 20, 2016". - Publication of JSC "VNIITransmash", St. Petersburg, 2016. - 169 p. - S. 87-100
- [9] Dobretsov, R., Dobretsova, S. and Vasiliev, A. Transmission type parallel to ship with hybrid power plant, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1111, International Conference: Actual Issues of Mechanical Engineering (AIME 2020) 27th- 29th October 2020, <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1111/1/012065>
- [10] Dubovik, D. A. The hypothesis of the linear law of distribution of the support reactions of the wheels of multi-axle wheeled vehicles and the method of its experimental substantiation // Bulletin of the Belarusian-Russian University. 2010. No. 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/gipoteza-lineynogo-zakona-raspredeleniya-opornyh-reaktsiy-koles-mnogoosnyh-kolesnyh-mashin-i-metodika-eksperimentalnogo> (date of access: 04/14/2020).
- [11] Shegelman, I. R., Skrypnik, V. I., Vasiliev, A. S. Substantiation of technical solutions for the creation of a high-passable timber road train // TDR. 2011. No. 7. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obosnovanie>

tehnicheskikh-resheniy-po-sozdaniyu-vysokoprohodimogo-lesovoznogo-avtopoezda (date of access: 04/14/2020).

- [12] Chen, P-T, Pai, P-H, Yang, C-J, Huang, KD. Development of Transmission Systems for Parallel Hybrid Electric Vehicles. *Applied Sciences*. 2019; 9 (8): 1538. <https://doi.org/10.3390/app9081538>
- [13] Novitskiy, Alexander & Konotop, Irina & Westermann, Dirk. (2016). Flicker Propagation in Power Networks with Hybrid and Parallel Overhead Transmission Lines. *Renewable Energy and Power Quality*. DOI: <https://doi.org/672-677.10.24084/repqj14.425>.
- [14] Nishimoto, Kazuo & Sampaio, Claudio & Vale, Rodrigo & Ruggeri, Felipe. (2020). Numerical Simulation of Hybrid Platform Supply Vessel (PSV) Fuel Consumption for the Pre-Salt Layer in Brazil. DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-15-4680-8_34.
- [15] Sciarretta, A., Back, M. and Guzzella, L. "Optimal control of parallel hybrid electric vehicles," in *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 12, no. 3, pp. 352-363, May 2004, doi: 10.1109 / TCST.2004.824312.

УДК 621.01

К.В.Елисеев

ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКАЯ КОЛЕСНАЯ ПАРА. ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ И НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТИРОВАНИЯ



Кирилл Валентинович Елисеев
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)740-1134, E-mail: kir.eliseev@gmail.com

Аннотация

При проведении ходовых динамических испытаний используются различные методы определения вертикальных и боковых усилий. Рассмотрено практическое применение метода, использующего тензометрическую колесную пару (ТКП), что позволяет организовать непрерывную регистрацию измерений во время движения. Описаны некоторые особенности проведения испытаний по сравнению с численными математическими моделями. Проведено сравнение результатов, полученных с использованием ТКП и методами Шлюмпфа (ГОСТ Р 55050-2012), «РЖД-2016», на основании которого сделан вывод о достоверности и правомерности использования ТКП. Даны некоторые рекомендации по улучшению метода.

Ключевые слова: тензометрическая колесная пара, измерение деформаций, обработка результатов, контактные силы, железные дороги, ходовые испытания, ГОСТ Р 55050-2012, метод Шлюмпфа, метод «РЖД-2016».

Введение

Движение состава по рельсовой колее является примером динамики сложной системы. С точки зрения механики имеет место система с

большим количеством относительно жестких элементов с большим количеством различных упругих и неупругих связей. Взаимодействие колесо-рельс является примером контактной связи двух деформируемых тел, характеристиками которой являются возникающие силы – вертикальная, боковая и продольная а также координаты точек контакта. Движение тележки вагона в колее существенным образом определяет динамику движения вагона и всего состава в целом [2].

Для получения характеристик контактного взаимодействия используются измерительные системы, по месту расположения разделяющиеся на находящиеся на движущемся вагоне (чаще на колесной паре) и на пути [1, 12, 13, 14]. Среди первых чаще всего используются схемы, в которых происходит регистрация относительных деформаций на дисковой части колеса посредством тензорезисторов (ТР) с последующей обработкой с использованием численных алгоритмов [4, 15, 16, 17]. В этом случае принято говорить о тензометрической колесной паре (ТКП).

Сам принцип использования ТКП по-видимому был предложен в 1946 году проф. М.Ф.Вериго [5,10]. Первые ТКП были реализованы в 1960-е годы в СССР и Японии. При их разработке не использовались численные методы анализа контактного взаимодействия. Места размещения ТР выбирались по экспериментальным результатам или требовали внесения искусственных модификаций в колесную пару. Также существенные сложности были связаны с передачей и регистрацией сигналов.

Актуальность использования ТКП определяется возможностью проведения непрерывных измерений контактных сил. Применение современных численных расчетных методов [6] позволяет проводить виртуальные исследования различных схем, в том числе получать оценки возможных ошибок измерений в статике и динамике. Также внедрение новых вариантов колес требует обновления и ТКП с уточнением алгоритмов обработки измерений. После создания ТКП как законченного изделия она может быть использована существенно большее количество раз без необходимости дополнительной ручной работы по размещению ТР и калибровке.

В настоящее время несколько компаний и государственных институтов занимаются разработкой и эксплуатацией измерительных колесных пар [4,17].

В СССР наиболее широко применялись ТКП, разработанные во ВНИИЖТ в 1968г [7]. В дисках были сделаны сквозные прорези для формирования четырех искусственных спиц, рисунок 1.

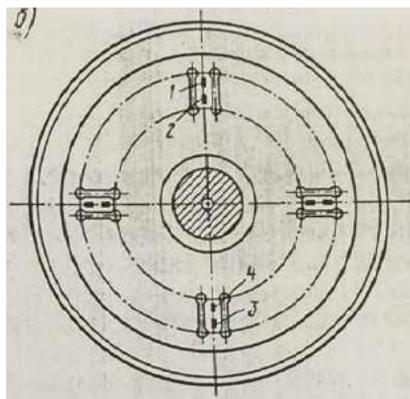


Рис. 1. ТКП ВНИИЖТ. Размещение тензорезисторов.

На оси было собрано токосъемное устройство для передачи сигналов на записывающую аппаратуру. ТКП обеспечивает два или четыре измерения за оборот колеса вертикальных и боковых сил.

В 2009 г. во ВНИКТИ и были изготовлены тензометрические колесные пары, включающие системы телеметрической передачи информации с колесных пар, средства сбора и передачи информации.

ТКП MeRaN (PJM, Австрия) [19], рисунок 2А. Измерительная система включает колесную пару с наклеенными на дисковые части колес тензометрами, используется 32 измерительных каналов на колесо. Заявлена возможность использовать диски с различными профилями. Тензорезисторы наклеены с обеих сторон, для передачи сигналов используются инфракрасные передатчики.

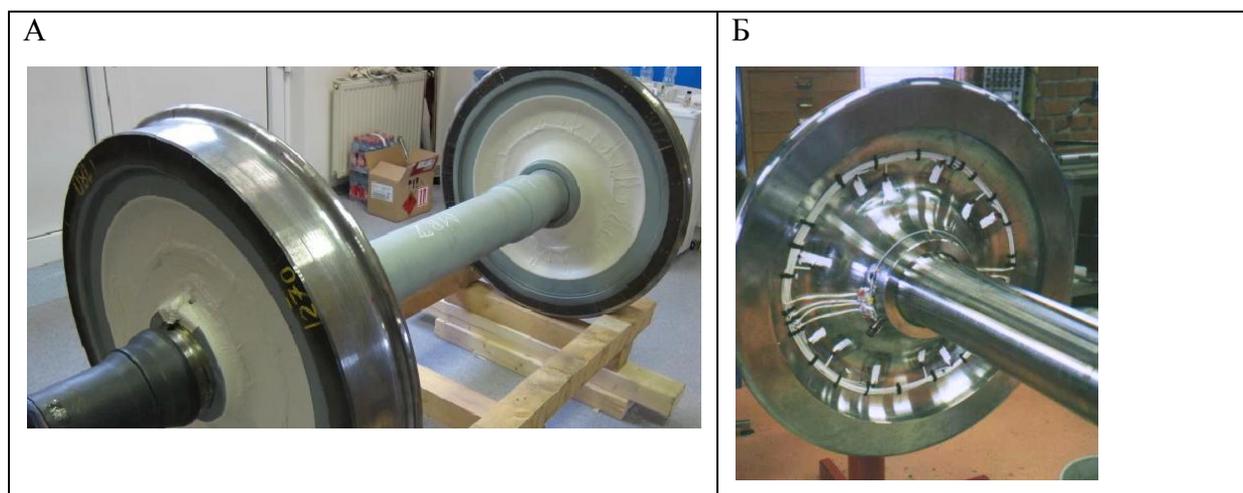


Рис. 2. ТКП MeRaN(А) и SNC Lavalin(Б).

IWT4 (SNC Lavalin, Канада, Швеция) [20]. Можно предположить, что используются ТР, расположенные на внутренней поверхности диска. Имеется схема калибровки для вертикальных и боковых сил.

Измерительные колесные пары также производят и эксплуатируют PROSE (Германия), DB (Германия), ENSCO (США), NRC (Канада). Информация об используемых алгоритмах, оценках качества результатов недоступна.

В большом количестве работ, например [13, 15, 17] используется идея о периодичности сигналов ТР с последующим разложением на гармоники и применении различных схем, в том числе мостовых по выделению последних. Также предложены схемы, в которых используются записи деформации на оси колесной пары [18]. Метод измерения сил по деформациям применяется также для других движущихся по заданной траектории объектам, например, кабинам аттракционов [16].

К настоящему времени достаточно широко используются методы измерений сил на выбранных участках пути. Тензорезисторы устанавливаются в выбранном сечении и регистрируют деформации при непосредственном проезде колесом выбранного сечения [1].

Простейшая схема, использующая такой подход – вертикальная установка ТР с двух сторон шейки рельса, рисунок. По сумме деформаций можно судить о вертикальной силе, а по разности – о поперечной.

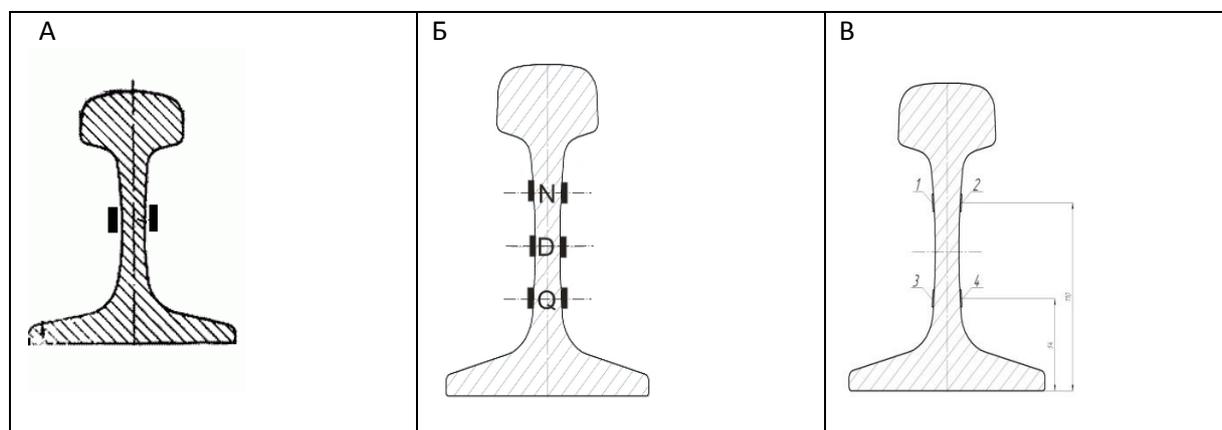


Рис. 3. Расположение тензорезисторов при измерениях на рельсах. А – простейший варианта, Б – метод Шлюмпфа, В – методе «РЖД-2016»

Развитием этой идеи является метод по ГОСТ Р 55050-2012 (метод Шлюмпфа). В сечении наклеены три пары тензометров. Пары N и Q, собранные в мостовую схему, используются для вычисления изгибающего момента, пропорционального боковой силе. Пара D используется для вычисления вертикальной силы.

В методе «РЖД-2016» используются отдельные измерения четырех датчиков. Предполагается, что имеется две точки контакта с колесом и

определяется связь между силами и измеряемыми деформациями. После суммирования получают вертикальную и боковую силы.

Методы

В основе предлагаемого алгоритма [3,8] лежит установление связи между приращениями измеряемых на колесе относительных деформаций $\Delta\varepsilon$ и приращений приложенных сил и координат точек контакта ΔR вида

$$\Delta\varepsilon = A\Delta R \quad (1)$$

здесь матрица A — матрица Якоби размера $n \times m$.

Так как здесь число уравнений (равное числу измерительных каналов) $n = 64$ больше числа неизвестных $m = 8$ (по три компоненты вектора силы и две координаты точек контакта), система уравнений, как правило, не имеет точного решения. В этом случае, предлагается находить так называемое «псевдорешение», которое дает вектор-столбец ΔR , минимизирующий евклидову норму ошибки $\|A\Delta R - \Delta\varepsilon\|$,

$$\Delta R = (A^T A)^{-1} A^T \Delta\varepsilon \quad (2)$$

Созданы численные конечно-элементные модели, на которых проведено численное тестирование предложенного подхода. Решены следующие задачи:

- предложен вариант расстановки датчиков на 2-х окружностях внутри каждого колеса, с шагом 22.5° , измеряются радиальные деформации;
- проверено восстановление угла поворота колесной пары;
- проведены численные эксперименты по восстановлению значений приложенных сил и координат точек их приложения в статике и динамике;
- проведен анализ в случае многоточечного контакта;
- разработана схема калибровки на нагрузочном стенде, позволяющая уточнить коэффициенты используемых в алгоритме матриц.

Следует отметить, что проверка работоспособности любой схемы ТКП на численных моделях имеет очень большое значение в связи с существенными ограничениями по экспериментальной апробации. Доступные для сравнения методы позволяют проводить измерения в ограниченном числе сечений вдоль пути.

Передача данных осуществляется следующим образом. Непрерывные аналоговые сигналы поступают на измерительный модуль, преобразуются в цифровые с частотой дискретизации 250Гц, накапливаются в буфере и передаются по Wi-Fi на станцию сбора и обработки данных [11], которая при движении располагается в вагоне-лаборатории.

Для обработки записанных измерений используется специально написанное программное обеспечение. Оно работает в нескольких режимах, адаптированных для получения коэффициентов матриц (1) на измерительном стенде и для вычисления требуемых сил во время ходовых испытаний. Реализованы алгоритмы выборки, визуального анализа, сравнения, осреднения и фильтрации записанных сигналов.

Результаты

Разработанная методика измерений сил использует значения коэффициентов матриц $A(1)$. С целью уточнения этих коэффициентов для реальной ТКП предлагается использовать результаты нагружения на специальном нагрузочном стенде [3]. При этом будут учтены неточности задания свойств материала ТКП в расчетах, неточности установки тензорезисторов, различия коэффициентов усиления измерительных каналов, учет угла поворота колесной пары.

Стенд представляет из себя стальную раму, на которой закреплена колесная пара, рисунок 4. С помощью гидравлической системы можно задать вертикальные силы в подшипниках, направленные вниз, распорные силы, приложенные к ободьям колес и силы направленные вдоль пути в местах контакта опорных роликов и колес.

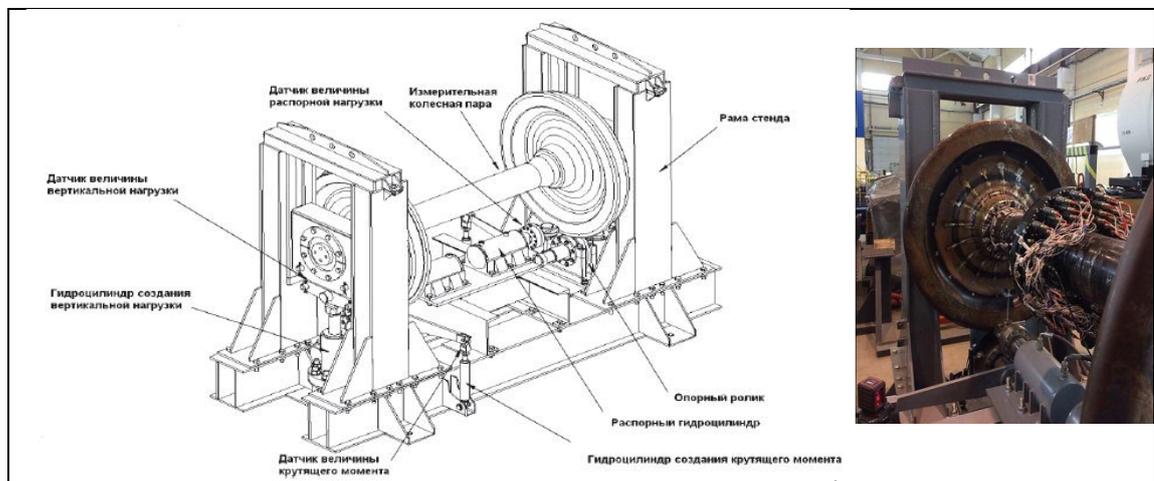


Рис. 4. Нагрузочный стенд, ТКП на стенде

Были проведено четыре серии нагружений вертикальными силами с шагом сил 50кН и распорными силами, шаг сил 20кН. Во всех сериях проводились повороты ТКП с шагом угла поворота в 22.5^0 . Из-за неудачного крепления ТКП полученные записи нельзя использовать для определения продольных сил.

Каждый набор нагрузений для одного угла для последовательно увеличивающихся сил проводился следующим образом. Усилие гидроцилиндров увеличивалось до достижения заданных значений, после некоторой временной выдержки усилие стабилизировалось вблизи заданного и поддерживалось некоторое время. При этом по индикаторам фиксировались фактические значения сил. Типичная разница между задаваемыми и фактическими значениями 0.5%, максимальная разница 2%. Типичные картины записанных деформаций представлены на рисунке 5.

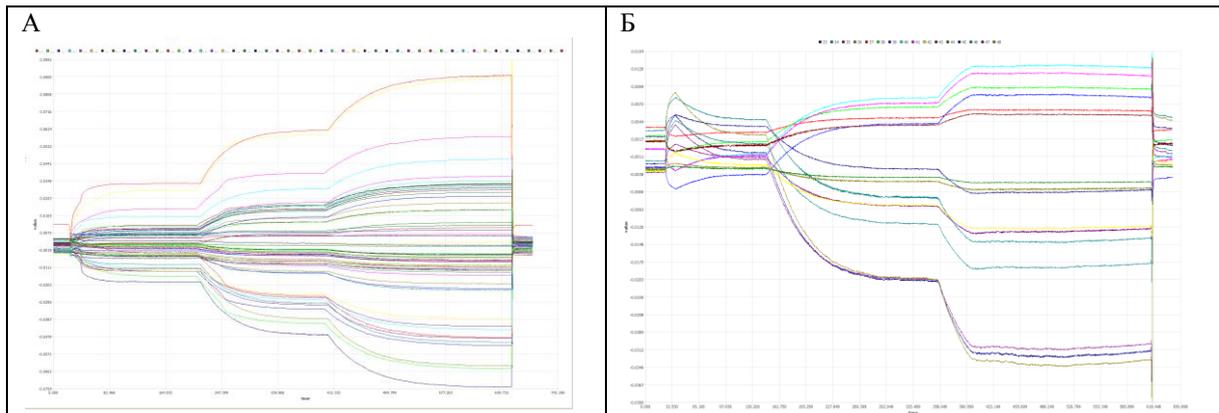


Рис. 5. Типичное изменение показаний каналов. А- достаточная выдержка силы, Б- недостаточная

Записанные данные были обработаны в разработанном ПО. Был проведен анализ полученных значений. Во-первых, была проведена проверка линейности связи задаваемых сил и измеренных деформаций. Анализ результатов показал, что линейная зависимость соблюдается во всех тестах за исключением первого приращения от ненагруженного состояния для вертикальной силы (рисунок 6). По-видимому, происходит выборка зазоров стенда и первый интервал приращений от нулевых значений не следует использовать.

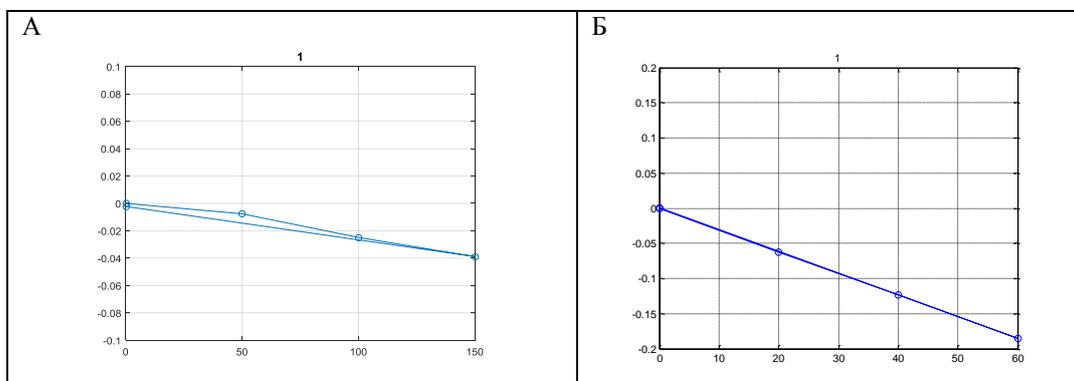


Рис. 6. Проверка линейности приращения деформаций при изменении вертикальной силы (А) и при изменении боковой силы (Б)

Во вторых, был проведен анализ влияния угла поворота ТКП на записываемые деформации.

Пусть для некоторого положения ТКП имеется зависимость деформаций от окружной координаты. Теоретически, если все ТР одной окружности наклеены идеально одинаково и измерительные каналы обладают одинаковыми характеристиками, то при повороте колесной пары должны получаться такие же кривые, сдвинутые на величины угла. Продолжая повороты, можно получить 16 одинаковых кривых, рисунок 7А.

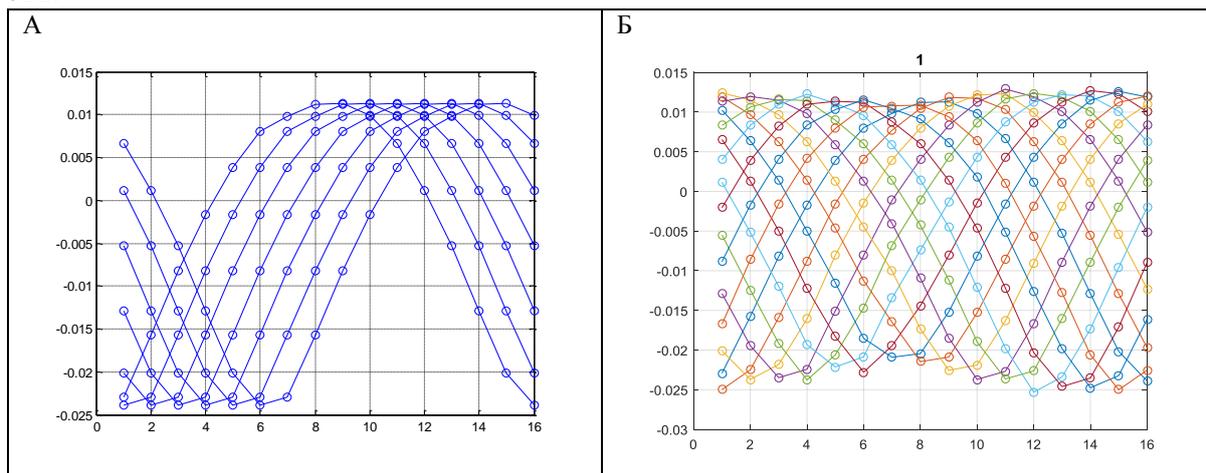


Рис. 7. Пример записи деформации при повороте ТКП в численной модели (А) и на стенде (Б)

На стенде проводится аналогичная процедура, состоящая из 16 последовательных нагружений для повернутой ТКП. Из-за неточности установки датчиков, различий коэффициентов усиления каналов, полученные кривые отличаются, рисунок 7Б. Можно сделать вывод, что учет угла поворота необходим и в дальнейшем необходим учет зависимости коэффициентов матриц алгоритма от угла поворота ТКП при восстановлении сил.

Наконец, было проведено сравнение полученных на стенде коэффициентов матриц A с численными результатами, рисунок 8. Можно отметить, что качественно результаты соответствуют, различие значений может быть связано с неточностью наклейки ТР.

Результаты тестов были обработаны и получены матрицы для использования в процедуре восстановления сил.

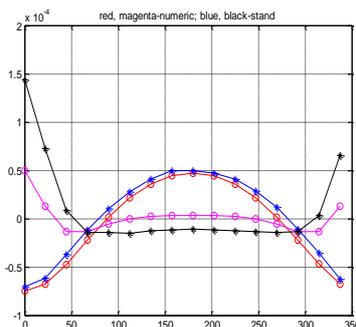


Рис. 8. Сравнение экспериментальных и численных коэффициентов матриц. Синий и красный – на окружности 1, черный и фиолетовый – на окружности 2

Ходовые испытания 1

Первая практическая апробация разработанной методики была проведена на территории АО «Тихвинский вагоностроительный завод» (АО «ТВСЗ») на 200-метровом участке пути с максимальными скоростями движения до 20 км/ч, включающем два участка – прямую и кривую радиусом 250м [6]. На каждом были смонтированы тензорезисторы для вычисления сил двумя методами: Шлюмпа (ГОСТ Р 55050-2012) – метод 1 и «РЖД-2016» – метод 2.

Эксперименты на пути проводились следующим образом. На неподвижном составе проводилась балансировка измерительных каналов. При этом не фиксировалась начальная конфигурация ТКП. В ПНСТ 190-2017 [9] прописана другая процедура – при балансировке каналов вагон должен быть вывешен с тем, чтобы на ТКП действовала только сила тяжести. По факту в процессе измерений аппаратура записывала измеряемые деформации относительно полученных при балансировке величин. Записываются значения не полных деформаций, а относительных. В разработанное ПО был добавлен модуль вычисления начальных параметров – начальных деформаций и угла поворота ТКП.

Все прогоны осуществлялись парами в противоположных направлениях: по 13 пар на прямой и кривой. Установившаяся скорость на прямой 15км/ч, на кривой – 16км/ч. Типичное время записи 50-60с, для анализа выбраны интервалы с установившейся скоростью (обычно 20-40с) и обрабатывались выборки по 10 (20) с.

Проезды осуществлялись по одним участкам пути, однако времена на записях не синхронизировались с пространственным расположением, поэтому одному времени в разных прогонах может соответствовать разное положение ТКП вдоль пути. Нет привязки к моменту проезда через измерительную аппаратуру на пути.

На рис. 9 и 10 показаны примеры графиков сил, полученных методами 1 и 2.

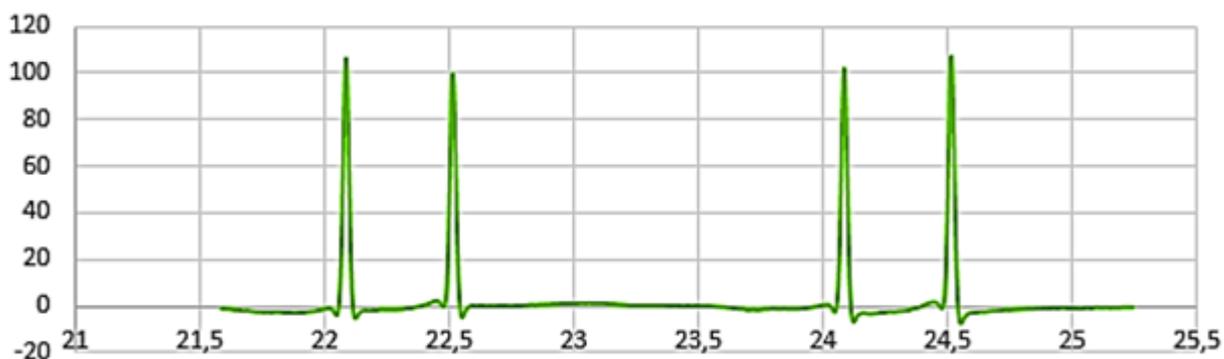


Рис. 9. Зарегистрированные вертикальные усилия по метод Шлюмпфа

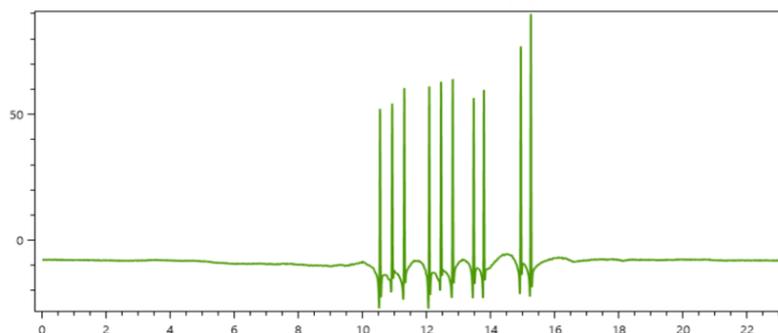


Рис. 10. Зарегистрированные вертикальные усилия по методу «РЖД-2016»

Для обоих методов характерны острые пики, соответствующие моментам прохождения каждого колеса над местом установки ТР.

На рисунке 11 приведены фрагменты записи деформаций в 5 каналах продолжительностью 10с на двух измерительных окружностях. Можно отметить, что основной вклад на окружности 1 вносят гармоники с частотами до 10Гц, на окружности 2 – гармоники с частотами до 20Гц.

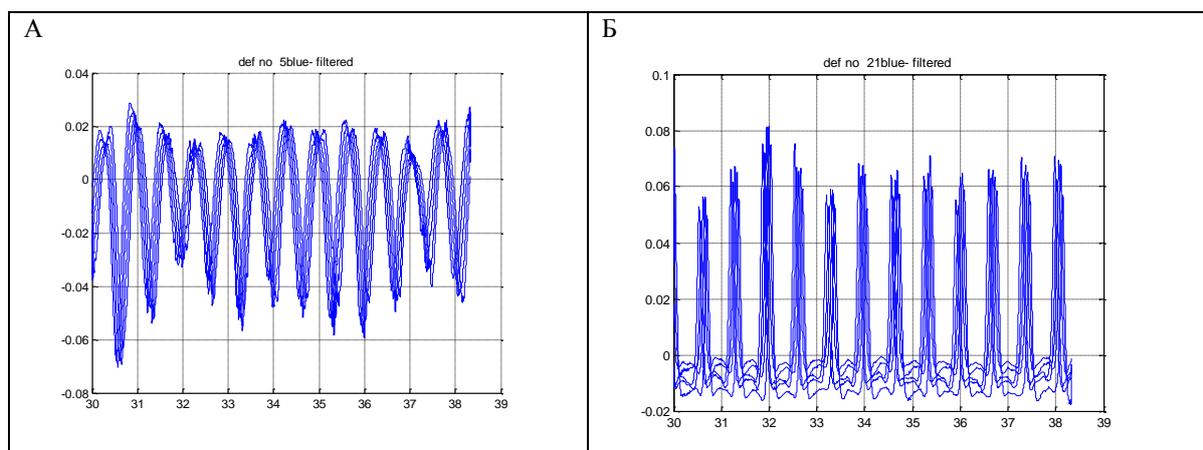


Рис. 11. Запись 5 каналов на окружности 1(А) и 5 каналов на окружности 2 (Б)

На рисунках 12 и 13 приведены примеры восстановления сил для разных прогонов. На графиках видна корреляция между результатами колеса 1 и 2. Можно заметить, что при увеличении силы на колесе 1, уменьшается сила на колесе 2 и наоборот. Также следует отметить достаточно близкую повторяемость.

В связи с тем, что оказалось затруднительно синхронизировать полученные с помощью ТКП записи с моментами проезда по датчикам на пути, сравнение результатов было выполнено следующим образом. С помощью ТКП были получены минимальные и максимальные значения сил во время проездов и эти величины сравнивались с максимальными значениями, полученными двумя другими методами, таблица 1. С помощью ТКП были получены коэффициенты запаса устойчивости во время установившегося движения и выбраны их минимальные значения для движения в обоих направлениях.

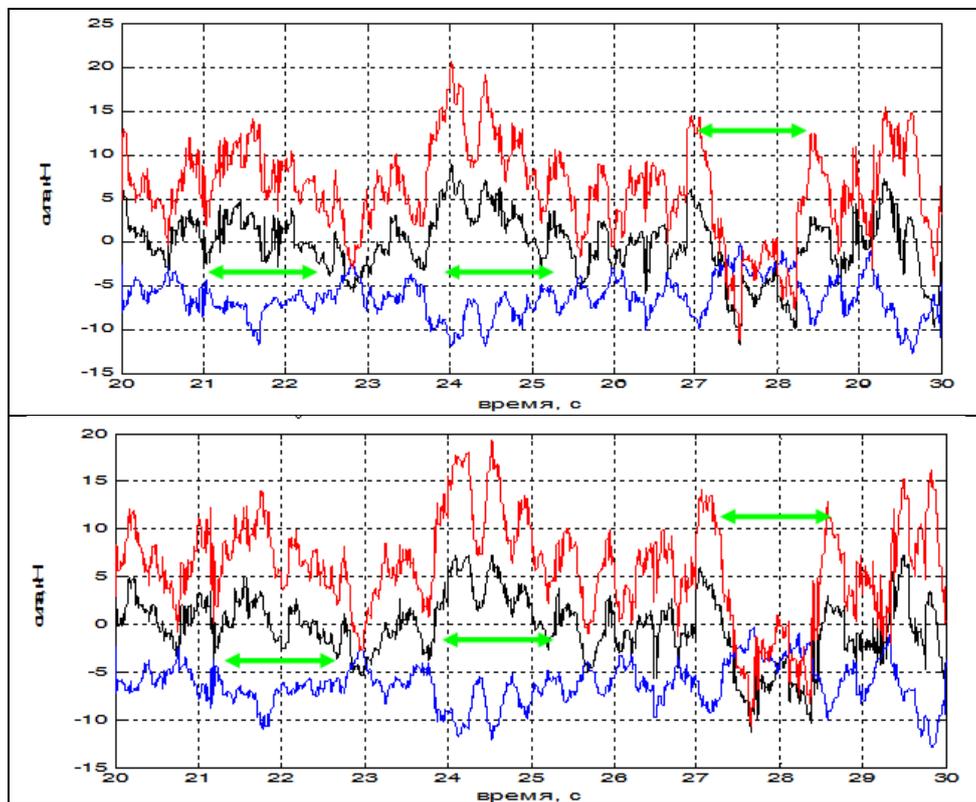


Рис. 12. Графики боковой силы, прямая, два прогона. Черный - колесо 1, синий- колесо 2, красный- полная осевая сила. Зеленым цветом отмеченных характерные повторяющиеся результаты.

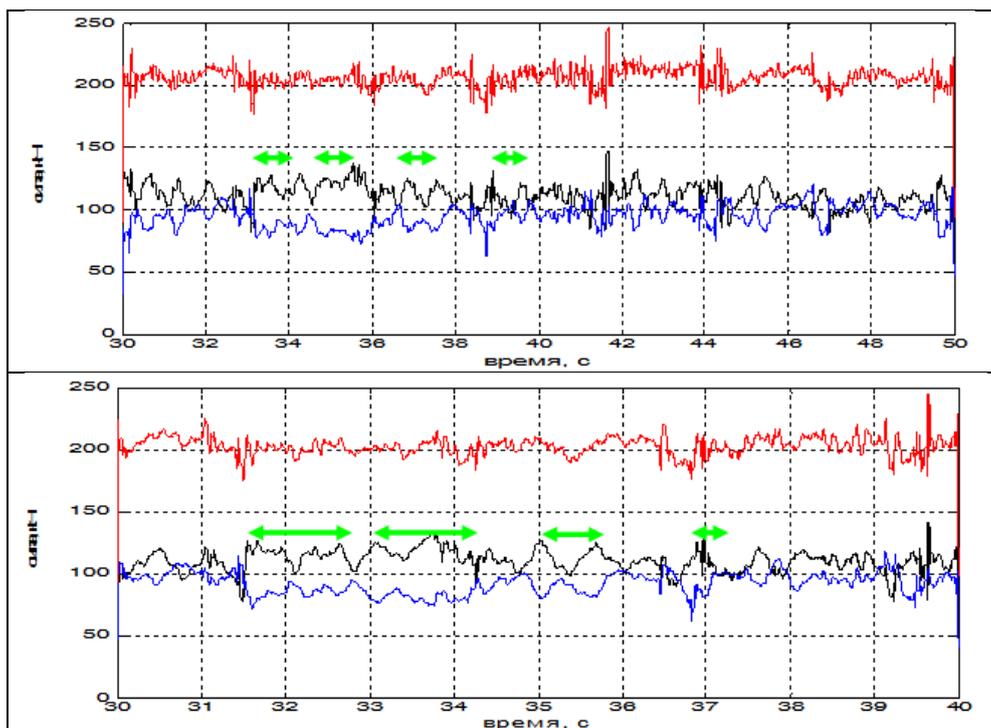


Рис. 13. Графики вертикальной силы, кривая. Черный – колесо 1, синий – колесо 2, красный – полная вертикальная сила на ось. Зеленым цветом отмечены характерные повторяющиеся результаты

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов

Метод оценки	Характерные значения Вертикальная сила, кН		Характерные значения Боковая сила, кН		Минимальное значение Коэффициент запаса устойчивости	
	Движение в кривой R=250м, V=16 км/ч	Движение на прямой, V=15 км/ч	Движение в кривой R=250м, V=16 км/ч	Движение на прямой, V=15 км/ч	Движение в кривой, R=250м, V=16 км/ч	Движение на прямой, V=15 км/ч
«РЖД-2016» (метод 1)	65	105	27.8	5.5	2.3	19
ТКП (метод 3)	61-140	72-136	1-62	1-36	1.9	26
ГОСТ Р 55050-2012 (метод 2)	91	100	13.4	21.4	6.8	4.7

Вертикальная сила на прямой имеет сравнимые значения, полученные методами 1 и 2, они лежат внутри диапазона результатов метода 3. При движении в кривой методы 1 и 2 дают оценки, отличающиеся в 1.5 раза. Метод 3 позволяет получить результаты для всего испытательного участка.

Что касается боковой силы, то три метода показывают значительный разброс получаемых результатов. Скорее всего это связано с тем, что эти силы существенно меняются в процессе движения и методы, базирующиеся на измерениях на пути не позволяют получить описания этого процесса из-за ограниченности мест измерений.

Что касается коэффициента запаса устойчивости, то формально можно считать результаты методов 1 и 3 достаточно близкими.

Ходовые испытания 2

Вторая серия измерения проводилась на перегоне Качканар-Смычка. Общее время записи составило 3 часа. При этом работала схема измерений на колесе 1, электрическая часть схемы измерений на колесе 2 отключилась после 1.5 часов. Не произошло видимых нарушений наклейки тензорезисторов.

На некоторых записях измерений отчетливо прослеживается резкое изменение среднего уровня записей всех каналов, рисунок 14.

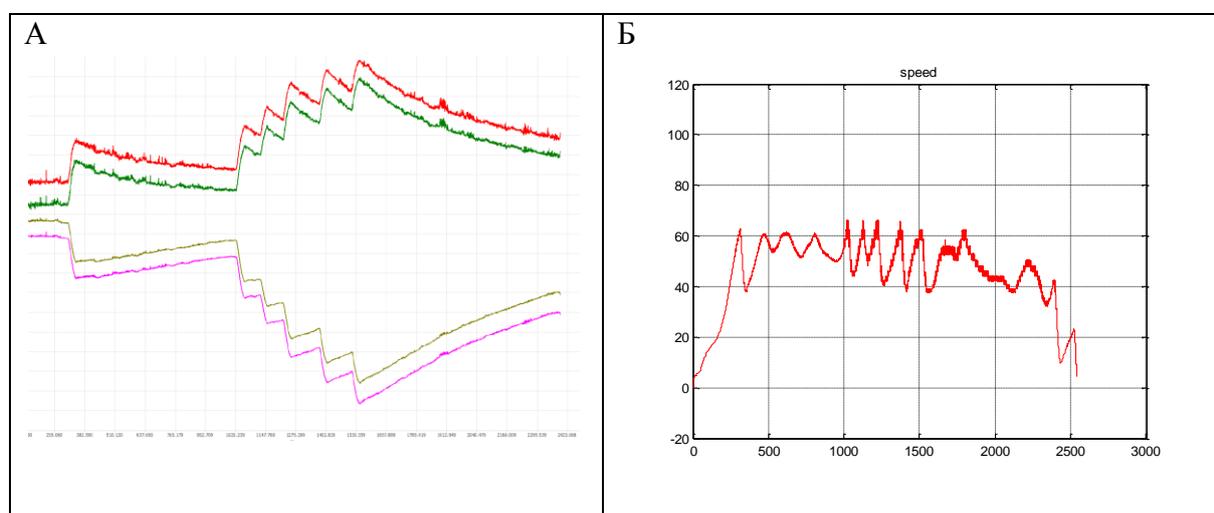


Рис. 14. Графики измерений четырех каналов (А) и зависимости скорости состава от времени (Б).

Во время данного теста не была отключена тормозная система ТКП. Можно предположить, что скачки деформаций обусловлены нагревом дисков колес во время торможения или существенным крутящим моментом, действующим на дисковую часть колеса во время торможения. Для восстановления сил была выбрана часть записи после балансировки до первого торможения. На рисунке 15 приведен пример восстановления боковой силы. Также можно отметить корреляцию результатов двух колес.

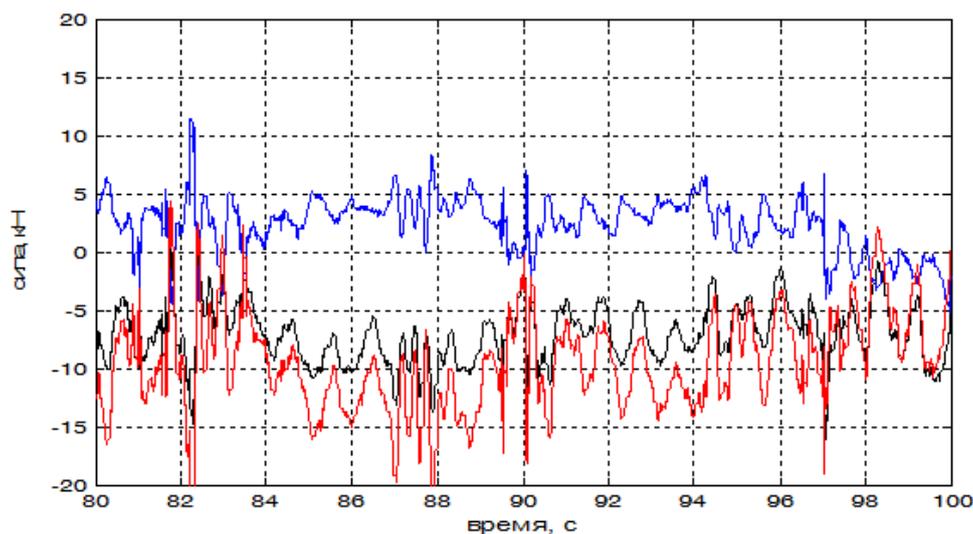


Рис. 15. Графики боковой силы. Черный - колесо 1, синий- колесо 2, красный- полная осевая сила.

В качестве основного итога проведенных ходовых испытаний можно отметить работоспособность предложенной схемы хотя и в неполном варианте.

Заключение

Проведенные ходовые испытания показали работоспособность предложенной схемы, хотя она была реализована не в полном объеме. Результаты, полученные с использованием разных методов можно признать достаточно близкими с учетом отмеченных особенностей.

По результатам проведения и анализа данных измерений можно предложить следующие изменения/улучшения разработанной ТКП.

Во-первых, можно перейти к анализу комбинаций деформаций, для чего использовать мостовые схемы соединения ТР. В текущем варианте в каждом измерительном канале используется дополнительный ТР, установленный на недеформируемом участке ступицы, служащий для компенсации изменения температуры. Таким образом общее количество ТР не изменится.

Во-вторых, измерительный стенд требует модификации с целью более жесткого крепления колес ТКП и проверки общей жесткости его рамы.

В-третьих, процедура наклейки ТР требует более точного их расположения на заданных позициях.

В четвертых, требует уточнения методика начальной балансировки схемы без вывешивания вагона.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Бржезовский А. М. Методы экспериментальной оценки боковых сил (обзор) // М.: Вестник ВНИИЖТ. - № 1 – 2017- С. 10 – 18
- [2] ГОСТ 33211–2014 «Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам» М. : ВНИИЖТ, 2014.
- [3] Елисеев К.В., Исполов 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.
- [4] 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.
- [5] К.В. Елисеев, А.В. Третьяков, А.Н. Марикин, В.В. Никитин, М.В. Зимакова, П.В. Козлов А.А. Петров, Сравнительный анализ результатов силового воздействия на железнодорожный путь с применением методов Шлюмпфа, «РЖД-2016» и «НВЦ-ТКП» //Бюллетень результатов научных исследований – 2017 - No4. – С. 58-64.
- [6] Каплун А., Морозов Е., Шамраева М. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство М.: Ленанд. – 2017
- [7] Кудрявцев Н.Н., Белоусов В.Н., Сасковец В.М. Области применения тензометрических колесных пар // М.: Вестник ВНИИЖТ. -№1. – 1997. – С.26-31.
- [8] Патент No2682567 Российская Федерация МПК G01L 1/22 G01L 5/16 Устройство сбора информации и способ оценки результатов взаимодействия между колесом и рельсом/А.В. Третьяков, К.В. Елисеев, М.В. Зимакова, А.А. Петров, П.В. Козлов; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербург Акционерное общество «Научно-внедренческий центр «Вагоны» (АО «НВЦ «Вагоны»). - No 2017143085; заявл. 08.12.2017; опубл. 19.03.2019; Бюл.No8. – 10 с.
- [9] ПНСТ 190-2017. Вагоны грузовые Метод динамических и по воздействию на железнодорожный путь испытаний с применением тензометрической колесной пары. - М.: ВНИЦТТ. - 2017.
- [10] Шафрановский А.К. Непрерывная регистрация вертикальных и боковых сил взаимодействия колеса и рельса. - Тр. ВНИИЖТ, 1965, вып. 308, 96с.
- [11] МІС-1100 (Система ротационная измерительно-вычислительная). Руководство по эксплуатации. БЛИЖ.401250.1044.001 РЭ (РЭ). Мытищи. НПП «Мера». 2012. С.27.

- [12] Matsumoto A. [etc.] Continuous observation of wheel/rail contact forces in curved track and theoretical considerations // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* – 2012.– Vol. 50, Supplement – P. 349-364.
- [13] 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.
- [14] K. Sekuła , P. Kołakowski Identification of Dynamic Loads Generated by Trains in motion using Piezoelectric Sensors // *PROCEEDINGS OF ISMA2010 INCLUDING USD2010* – 2013 – p.1099-1118.
- [15] Bagheri, Vahid & Hpsseini Tehrani, Parisa & Younesian, Davood. Optimal strain gauge placement in instrumented wheelset for measuring wheel-rail contact forces // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. Vol 18. No11 –2017 – p.1519-1527.
- [16] Simonis Andreas, Schindler Christian. Measuring the wheel-rail forces of a roller coaster // *Journal of Sensors and Sensor Systems*, Volume 7, Issue 2, 2018, pp.469-479
- [17] Yu Ren and Jianzheng Chen. A new method for wheel-rail contact force continuous measurement using instrumented wheelset // *Vehicle System Dynamics*, 57(2) – 2019 – p.269-285.
- [18] Jin, Xincan Evaluation and analysis approach of wheel–rail contact force measurements through a high-speed instrumented wheelset and related considerations // *Vehicle System Dynamics*, 58(8)–2020 – p.1189-1211. 1
- [19] SNC-LAVALIN: [Электронный ресурс]// SNC-LAVALIN <http://www.snclavalin-railandtransit.com> (дата обращения 22.10.2017)
- [20] MeRaN : [Электронный ресурс]// <https://pjm.co.at/en/products51/meran/> (дата обращения 22.10.2017)

K.V.Eliseev

INSTRUMENTED WHEELSET. PRACTICAL IMPLEMENTATION AND SOME RESULTS OF PRACTICAL TESTING

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

During running dynamic tests, various methods are used to determine the vertical and lateral forces. The practical application of the method using a strain gauge wheelset (instrumented wheelset, IWS) is considered, which makes it possible to organize continuous registration of measurements while driving.

Some features of the tests are described in comparison with numerical mathematical models. A comparison of the results obtained using the IWS and the Schlumpf methods (GOST R 55050-2012), «Russian Railways-2016» was carried out, on the basis of which a conclusion was made about the reliability and legitimacy of the use of the IWS. Some recommendations for improving the method are given.

Key words: instrumented wheelset, strains measurement, processing of results, contact forces, railways, railway tests, GOST R 55050-2012, Schlumpf's method, «Russian Railways-2016» method.

REFERENCES

- [1] Brzhezovskiy A. M. Metody eksperimentalnoy otsenki bokovykh sil (obzor) // M.: Vestnik VNIIZhT. - № 1 – 2017- p. 10 – 18 (rus)
- [2] GOST 33211–2014. State Standard 33211–2014 “Vagony gruzoviye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskym kachestvam” [“Freight wagons. Mechanical resistance and dynamic qualities requirements”]. Moscow, VNIIZhT Publ., 2014. (rus)
- [3] 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.
- [4] 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
- [5] K.V. Eliseev. A.V. Tretiakov. A.N. Marikin. V.V. Nikitin. M.V. Zimakova. P.V. Kozlov A.A. Petrov. Sravnitelnyy analiz rezultatov silovogo vozdeystviya na zheleznodorozhnyy put s primeneniym metodov Shlyumpfa. «RZhD-2016» i «NVTs-TKP» //Byulleten rezultatov nauchnykh issledovaniy – 2017 - No4. – p. 58-64. (rus)
- [6] Kaplun A.. Morozov E.. Shamrayeva M. ANSYS v rukakh inzhenera. Prakticheskoye rukovodstvo M.: Lenand. – 2017(rus)
- [7] Kudryavtsev N. N., Belousov V. N. & Saskovets V. M. Oblasty prymeneniya tenzometrycheskykh kolesnykh par [Application fi eld of strain-gauge wheel pairs]. *Vestnik VNIIZhT [VNIIZhT Bulletin]*, 1997, pp. 26–31. (rus)
- [8] Patent No2682567 Rossiyskaya Federatsiya MPK G01L 1/22 G01L 5/16 Ustroystvo sbora informatsii i sposob otsenki rezultatov vzaimodeystviya mezhdru kolesom i relsom/A.V. Tretiakov. K.V. Eliseyev. M.V. Zimakova. A.A. Petrov. P.V. Kozlov; zayavitel i patentoobladatel Sankt-Peterburg Aktsionernoye obshchestvo «Nauchno-vnedrencheskiy tsentr «Vagony»

- (AO «NVTs «Vagony»). - No 2017143085; zayavl. 08.12.2017; opubl. 19.03.2019; Byul.No8. – 10 p.
- [9] PNST 190-2017. Vagony gruzovyye Metod dinamicheskikh i po vozdeystviyu na zheleznodorozhnyy put ispytaniy s primeneniyyem tenzometricheskoy kolesnoy pary. - M.: VNITsTT. - 2017.
- [10] Shafranovskiy A.K. Nepreryvnaya registratsiya vertikalnykh i bokovykh sil vzaimodeystviya kolesa i relsa. - Tr. VNIIZhT. 1965. vyp. 308. 96p.
- [11] MIC-1100. Systema rotatsionnaya izmerytel'novychislitel'naya [Measuring and computing rotary system]. Rukovodstvo po ekspluatatsii [Application guide]. BLIZh. 401250.1044.001 RE. Mytishchi, NPP "Mera" Scientific c [Production Enterprise "Mera" Publ.], 2012, pp. 4–7. (rus)
- [12] Matsumoto A. [etc.] Continuous observation of wheel/rail contact forces in curved track and theoretical considerations // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* – 2012.– Vol. 50, Supplement – P. 349-364.
- [13] 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.
- [14] K. Sekuła , P. Kołakowski Identification of Dynamic Loads Generated by Trains in motion using Piezoelectric Sensors // *PROCEEDINGS OF ISMA2010 INCLUDING USD2010* – 2013 – p.1099-1118.
- [15] Bagheri, Vahid & Hpsseini Tehrani, Parisa & Younesian, Davood. Optimal strain gauge placement in instrumented wheelset for measuring wheel-rail contact forces // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. Vol 18. No11 –2017 – p.1519-1527.
- [16] Simonis Andreas, Schindler Christian. Measuring the wheel-rail forces of a roller coaster // *Journal of Sensors and Sensor Systems*, Volume 7, Issue 2, 2018, pp.469-479
- [17] Yu Ren and Jianzheng Chen. A new method for wheel-rail contact force continuous measurement using instrumented wheelset // *Vehicle System Dynamics*, 57(2) – 2019 – p.269-285
- [18] Jin, Xincan Evaluation and analysis approach of wheel–rail contact force measurements through a high-speed instrumented wheelset and related considerations // *Vehicle System Dynamics*, 58(8)–2020 – p.1189-1211. 1
- [19] SNC-LAVALIN: [online resource]// SNC-LAVALIN <http://www.snclavalin-railandtransit.com> (22.10.2017)
- [20] MeRaN : [online resource]// <https://pjm.co.at/en/products51/meran/> (22.10.2017)

УДК 621.784

К. П. Манжула¹, А.А.Валиулина², А.В. Наумов³

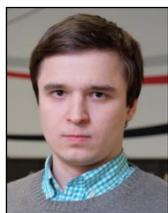
УСТОЙЧИВОСТЬ КРИВОЛИНЕЙНЫХ ПЛАСТИН ПРИ СЖАТИИ С УЧЕТОМ ЖЕСТКОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ



¹ Константин Павлович Манжула,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: conpaman@gmail.com



² Анастасия Алексеевна Валиулина,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: valiulina96@bk.ru



³ Александр Владимирович Наумов, аспирант
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)368-9874, E-mail: skisk8fmx@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы устойчивости криволинейных пластин при осевом сжатии. Показано, что криволинейные пластины обеспечивают более высокую устойчивость по сравнению с плоскими пластинами. Влияние жесткости закрепления исследовалось на одиночной шарнирно опертой пластине, а также пластинах в составе двутавра и коробчатой балки. При анализе форм потери устойчивости выявлены закономерности в зависимости от геометрических параметров. Получены расчетные зависимости для определения критических напряжений устойчивости криволинейных пластин при различных условиях закрепления и геометрических параметрах.

Ключевые слова: криволинейная пластина, местная устойчивость, критические напряжения, двутавр, коробчатая балка, формы устойчивости, жесткость закрепления

Введение

Балки с листовыми элементами широко применяются в строительных конструкциях, мостах, машиностроительных, судовых конструкциях. Их достоинство заключается в технологичности изготовления с помощью сварки, хорошей сопротивляемости усталостным повреждениям и разрушениям, в возможности получения контуров, удовлетворяющих эстетическим требованиям. Недостатками являются повышенная масса, из-за наличия внутренних ребер и диафрагм, обеспечивающих устойчивость листовых элементов и передачу нагрузок по силовым линиям. Исчерпание несущей способности по критерию местной устойчивости при сжатии таких элементов раньше, чем достижение прочности, привело к появлению листов с гофрированными продольными и поперечными элементами (sin-пластин) [1-4], изготавливаемых на профилегибочных машинах, штамповкой или прокаткой. Большое разнообразие листов с продольными или поперечными гофрами используется в вагоностроении [5], изготавливаемых серийно прокаткой.

Теории расчета гофробалок на прочность жесткость и устойчивость, а также преимуществам их по сравнению с плосколистовыми балками посвящена обширная литература, обзор которой можно видеть в работах [6-8]. Балки с поперечно-гофрированными стенками хорошо работают при изгибной нагрузке, нормальные напряжения от которой воспринимается поясами, а касательные напряжения стенкой, но не дают преимуществ при одноосной сжимающей нагрузке. К тому же гофробалки представляют собой одностенчатые двутавровые балки, которые плохо воспринимают горизонтальные нагрузки из плоскости балки.

Пластины, имеющие радиусную кривизну по высоте обладают повышенной устойчивостью как при сжатии, так и при изгибе и комбинированном нагружении [9-11], причем критические напряжения их устойчивости могут превышать аналогичные критические напряжения устойчивости плоских пластин в разы. При использовании их в качестве стенок коробчатых балок они обеспечивают повышенную жесткость в вертикальной и горизонтальной плоскостях, что необходимо, например, в крановых и мостовых конструкциях. Высокая устойчивость криволинейных пластин позволяет снижать их толщину при одновременном обеспечении прочности. Более значительный эффект достигается при использовании сталей повышенной и высокой прочности с пределом текучести $\sigma_{0.2} > 500$ МПа, таких как Strenx, Weldox, Domen, JFE-HiTen, MAGSTRONG и др., используемых в стреловых конструкциях подъемников, подъемных кранов, в грузовых прицепах, в мостостроении.

Пологие цилиндрические панели (криволинейные пластины) характеризуются соотношением $f/d < 1/15 = 0,067$ (рис.1, в) [13]. Зависимость для оценки предельного значения прогиба f от радиуса

кривизны пластины имеет вид $f = R - \sqrt{R^2 - (d/2)^2}$. По этому критерию пластину высотой $d=1$ м можно считать полой при $R \geq 2$ м, пластину высотой $d=1,6$ м – при $R \geq 3$ м, пластину высотой $d=2$ м - при $R \geq 4$ м, пластину высотой $d=2$ м – при $R \geq 6$ м. В коробчатых балках для обеспечения горизонтальной жесткости принимается соотношение $b/d = 1/3$, что обеспечивает не перекрытие противоположных радиусных стенок.

Аналитические решения общей и местной устойчивости криволинейных пластин не имеют замкнутого вида. Известны решения устойчивости криволинейных стержней и биметаллических полос при различных граничных условиях, у которых кривизна совпадает с направлением сжимающей нагрузки [12]. Хронология теоретических, численных и экспериментальных работ по проблемам продольного изгиба цилиндрических панелей приведена в [14, 15]. В работах [13, 14] влияние кривизны цилиндрических панелей при продольном сжатии рассматривается через параметр $Z = d^2 / (R/t_w)$. При подкреплении цилиндрических панелей продольными ребрами задача формирования условий устойчивости значительно усложняется как при численном [16], так и при аналитическом решении [17].

В нормативных документах расчет устойчивости цилиндрических панелей отражен в Eurocod 3: EN 1993-1-5 [6], LLOYD [18].

В данной работе исследуется устойчивость отдельных изогнутых по радиусу пластин при сжатии и аналогичных стенок в составе двутавровых и коробчатых балок с целью анализа влияния жесткостных условий закрепления.

Методы

Рассматриваются изотропные, изогнутые по радиусу в поперечном к продольной оси X направлении, пластины (стенки). Устойчивость в пределах упругости анализируется численно в среде конечно-элементного моделирования Ansys. Одиночная пластина (рис. 1,а) имеет шарнирное опирание по контуру, сжимающая нагрузка приложена с одной стороны по высоте d , на противоположную сторону наложены связи по оси X (по высоте), нижний угол закреплен по трем линейным координатам.

Расчетная модель двутавра с криволинейной стенкой с имеет линейные связи по осям X и Z на передней грани 1 (рис. 1,б), на задней 2 – только по оси X . Кромка 3 передней грани нижнего пояса закреплена по всем степеням свободы. К торцу 2 приложена равномерно распределенная нагрузка (*Line Pressure*). Условия закрепления и нагружения коробчатой

балки с криволинейными стенками принимались такие же, как и в двутавровой балке.

В целях получения расчетных зависимостей критических напряжений σ_{cr} решались задачи устойчивости с варьированием геометрических параметров в диапазоне, представленном в табл. 1.

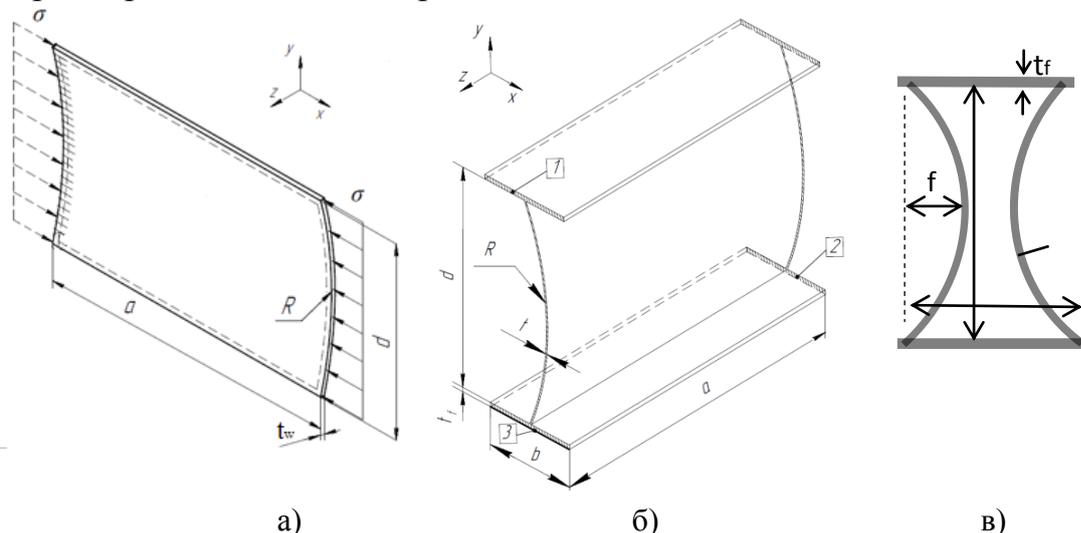


Рис.1. Расчетные схемы: а) - отдельная криволинейная пластина, б) – в составе двутавровой балки, в) – в составе коробчатой балки

Составлялся план факторного эксперимента таким образом, чтобы охватить все возможные сочетания параметров. Общее число расчетов составило порядка 1000 численных экспериментов. Для сравнения также проводились расчеты устойчивости плоских пластин.

Таблица 1. Диапазон варьируемых геометрических параметров

Параметр	d, м	a, м	tw, мм	R, м	tf, мм	b, м
Одиночная пластина	1, 1.5, 2	1, 2, 3, 4	4, 5, 6, 7, 10, 12, 16	5, 1, 2, 5	-	-
Двутавр	1, 1.5	1, 2	6, 8, 10, 12	1, 2, 5	15, 20, 25, 30	0.3, 0.6
Коробчатая балка	1, 1.6, 2	1, 2, 4	6, 10, 12, 16	2, 4, 6, 8	10, 16, 20, 24	0.4, 0.6, 0.8

Обработка результатов многофакторных экспериментов проводилась в программном комплексе при помощи регрессионного анализа, описанного в [10]. Общий вид зависимости для определения критических напряжений

$$\sigma_{cr} = A_0 \left(\frac{t_b}{d} \right)^{a_1} \left(\frac{t_w}{d} \right)^{a_2} \left(\frac{R}{d} \right)^{a_3} \left(\frac{a}{d} \right)^{a_4} \left(\frac{b}{d} \right)^{a_5} .$$

Результаты

При анализе всех результатов рассматривалась первая форма потери устойчивости. Формы потери устойчивости плоской пластины совпадают с аналитическими решениями [12, 13]. В криволинейных пластинах картина более сложная и она зависит как от соотношения сторон a/d , так и от отношения R/d , и от толщины пластины t_w , но характеризуется меньшим числом полуволн или одной полуволной. При малой относительной кривизне $R/d > 2, \dots, 2.5$ и $a/d < 2, \dots, 3$ пластина ведет себя близко к плоской, при R/d близком к единице и $a/d = 1, \dots, 3$ форма потери по числу полуволн неустойчивая, при $R/d > 2.5$ и $a/d > 3$, а также при большой кривизне $R/d < 2.5$ и почти независимо от соотношения сторон $a/d > 1$ в пластине наблюдается одна полуволна со значительным смещением к месту приложения сил. В [9] показано, что криволинейная форма шарнирно опертой пластины повышает критические напряжения местной устойчивости в 2-5 раз по сравнению с плоской формой.

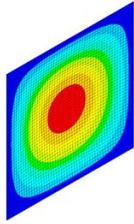
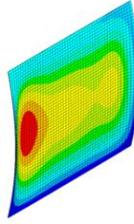
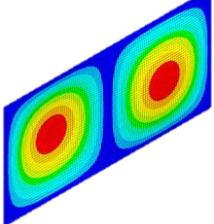
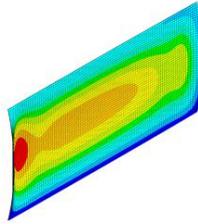
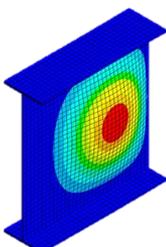
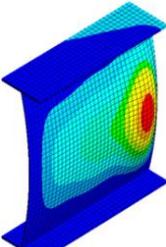
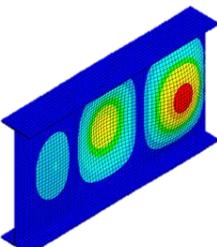
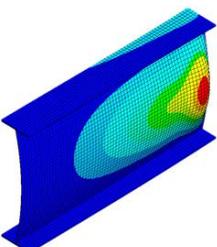
При аналитическом анализе устойчивости рассматривается шарнирное опирание пластины по контуру или заделка. Фактические условия опирания пластин чаще всего отличаются от этих двух типов и являются упругими. Численные расчеты позволяют рассмотреть промежуточные случаи опирания, если вводить по краям пластины пояса и ребра жесткости. В работе [9] исследовалась устойчивость криволинейных пластин при моделировании двутавровой балки с учетом варьирования толщин поясов, но не анализировались формы потери устойчивости.

а) Формы потери устойчивости

Шарнирно опертая по четырем сторонам плоская и криволинейная с $R=1$ м пластины при отношении $a/d=1$ имеет одну полуволну (табл. 2).

При $a/d=2$ в плоской пластине, как и должно, появляется две полуволны, а в криволинейной стенке сохраняется одна полуволна, смещенная к месту приложения нагрузки. Аналогичная картина наблюдается в двутавровой балке: при $a/d=1$, независимо от толщины поясов, как в плоской, так и в криволинейной стенке наблюдается одна полуволна; при $a/d=2$ в плоской стенке двутавра образуется одна смещенная к нагрузке полуволна с затухающими полуволнами к закрепленному торцу; в криволинейной стенке форма такая же, как и в шарнирно опертой пластине. Во всех случаях потеря местной устойчивости стенки наблюдается в районе приложения сжимающей нагрузки (табл. 2, 3).

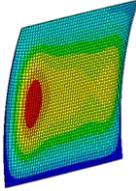
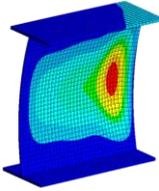
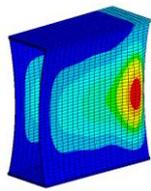
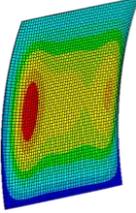
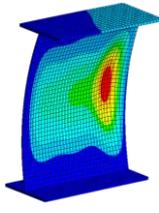
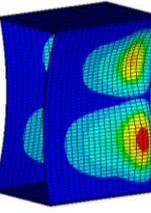
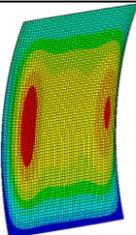
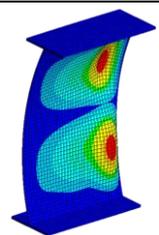
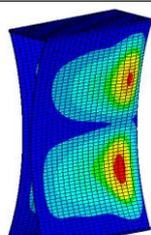
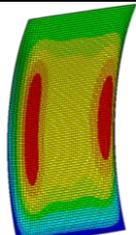
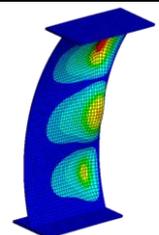
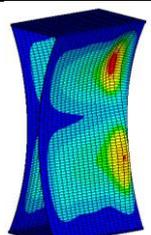
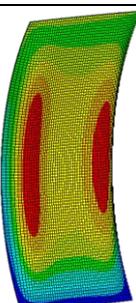
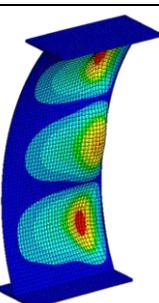
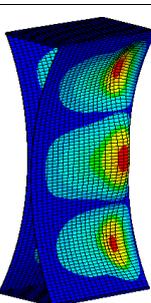
Таблица 2. Формы потери устойчивости пластин

Пар-ры пластин	$t_w=0.006\text{ м}$			
	$a/d=1$		$a/d=2$	
	$R=\infty$	$R=2\text{ м}$	$R=\infty$	$R=2\text{ м}$
Одиночная пластина				
Пар-ры пояса	$b=0.3\text{ м}$			
	$t_f=0.015\text{ м}$			
Пластина в составе двутавра				

В шарнирно опертой одиночной криволинейной пластине форма устойчивости меняется о длине пластины в зависимости от ее высоты и радиуса кривизны. Увеличение относительной высоты стенки $a/d < 1$ в двутавре и коробчатой балке меняет форму потери устойчивости – количество полуволн по высоте стенки увеличивается (табл. 3). Расчеты показывают, что эта форма не меняется при увеличении толщин поясов до 30 мм ($t_w/t_f=0.2$). При отношении $a/d = 1$ форма зависит от радиуса кривизны стенки. В случае незначительной кривизны ($R/d = 2$) в стенке по высоте образуется одна полуволна (табл. 3), при значительной кривизне ($R/d < 2$) число полуволн по высоте увеличивается в зависимости от отношения R/d до 2-х ($R/d = 1.333$), до 3-х ($R/d = 1$).

Число полуволн по длине остается равным единице. Для проверки этой закономерности был проведен расчет на устойчивость длинной балки ($a/d=15$) с параметрами $t_f = 0.015\text{ м}$, $t_w = 0.006\text{ м}$, $d = 1\text{ м}$, $b = 0,4\text{ м}$, $R = 2\text{ м}$, не имеющей внутри продольных и поперечных ребер жесткости. С целью исключения искаженных результатов была выполнена мелкая конечно-элементная сетка. Полученный результат представлен на рис. 2 и подтверждает наблюдаемую закономерность – форма потери устойчивости стенки при $R/d = 2$ и $a/d > 1$ соответствует одной полуволне.

Таблица 3. Формы потери устойчивости стенок

Параметр	Одиночная пластина	Двутавр	Коробчатая балка
A м	$a=1$ м, $R=2$ м, $t_w=0.006$ м		
t_f м	—	0.02	
σ_{cr} МПа	184	238	
$d = 1$ м, $R/d=2$			
σ_{cr} МПа	184	242	239
$d = 1.21$ м, $R/d=1.653$			
σ_{cr} МПа	184	227	227
$d = 1.5$ м, $R/d=1.333$			
σ_{cr} МПа	184	227	226
$d = 1.81$ м, $R/d=1.105$			
σ_{cr} МПа	184	221	221
$d = 2$ м, $R/d=1$			

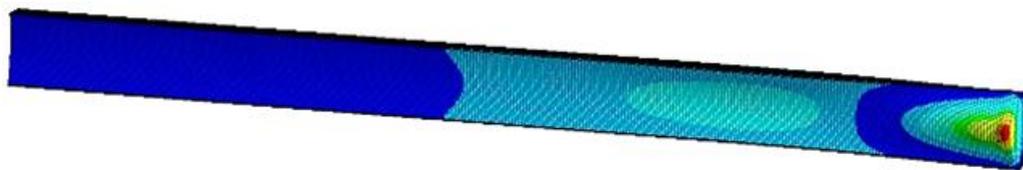


Рис. 2. Форма потери местной устойчивости криволинейной стенки коробчатой балке с размерами параметрами $t_f=0.015$ м, $t_w = 0.006$ м, $d = 1$ м, $a = 15$ м, $b = 0,4$ м, $R = 2$ м

б) Критические напряжения устойчивости

По результатам исследований с использованием регрессионного анализа получены зависимости для расчета критических напряжений устойчивости криволинейных стенок, представленные в табл. 4.

Таблица 4. Зависимости критических напряжений устойчивости

	$\sigma_{cr} = 0.092 \cdot K_{s0} \frac{\left(\frac{t_w}{d}\right)^{1.026}}{\left(\frac{R}{d}\right)^{0.978} \cdot \left(\frac{a}{d}\right)^{0.004}}$	<p>диапазон параметров в табл.1</p>	(1)
	$\sigma_{cr} = 0.121 \cdot K_{s0} \frac{\left(\frac{t_w}{d}\right)^{1.003} \cdot J_f^{0.02}}{\left(\frac{R}{d}\right)^{0.793} \cdot \left(\frac{a}{d}\right)^{0.134}}$		(2)
	$\sigma_{cr} = 0.217 \cdot K_{s0} \frac{\left(\frac{t_w}{d}\right)^{1.076} \cdot \left(\frac{t_f}{d}\right)^{0.113}}{\left(\frac{R}{d}\right)^{0.794} \cdot \left(\frac{a}{d}\right)^{0.134} \cdot \left(\frac{b}{d}\right)^{0.027}}$		(3)

где $K_{s0} = \frac{\pi^2 E}{3(1-\mu^2)}$. Зависимость (1) уточнена по сравнению с [9].

Зависимости (2) и (3) учитывают реальные жесткости закрепления стенок через влияние жесткостей поясов. В них отражен разный подход к учету жесткости поясов. В зависимости (2) он определяется через момент инерции пояса на кручение $J_f = 0.333 \cdot b \cdot t_f^3$, в зависимости (3) жесткости поясов учитываются их размерами, так как не известна ширина пояса, учитываемая в моменте инерции на кручение со стороны одной стенки.

Относительная ширина пояса ограничена $b/d \leq 0.6$, так как при большей ширине пояс может терять устойчивость раньше, чем стенка. Погрешности оценки σ_{cr} по полученным зависимостям к численному эксперименту Ansys составляют: по зависимости (1) – 3%, по зависимости (2) – менее 4%, по зависимости (3) – менее 5%.

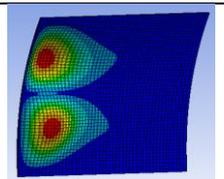
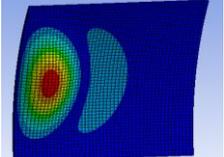
Обсуждение

Несмотря на наличие работ в области устойчивости пологих цилиндрических панелей, зависимостей, проверенных и удобных для практического применения, достаточно мало. Аналитические решения или не доведены до практического использования или показывают противоречивые результаты. Зависимости (1) - (3), в исследованном диапазоне геометрических параметров, позволяют рассчитывать критические напряжения σ_{cr} в криволинейных пластин в удобном инженерном виде.

Учет влияния жесткости закрепления анализировался на примере криволинейной пластины с $R=2$ м при $a/d = 1$. Изменение критических напряжений в стенке рассматривалось в зависимости от момента инерции J_f пояса на кручение. Точки с ромбами на рис. 3 соответствуют шарнирно опертой по контуру пластине, квадраты – пластине в двутавре, треугольники – пластине в коробчатой балке. Очевидно, что увеличение жесткости пояса приводит к росту критических напряжений. Так, при толщине пояса примерно равном толщине стенки $t_f \approx t_w$ критические напряжения возрастают в 1.2-1.3 раза по сравнению с шарнирно опертой пластиной. При недостаточной жесткости пояса ($t_f < t_w$) пояс теряет устойчивость раньше стенки. Такие случаи не рассматривались. Конструкция коробчатой балки жестче, поэтому критические напряжения в ней выше, чем в двутавровой балке.

Очевидно, что наибольшая жесткость закрепления пластины реализуется при ее заделке по продольным сторонам. Такая одиночная пластина при сжатии была рассчитана для указанной геометрии, результаты ее расчета приведены в табл. 5. Форма потери устойчивости зависит от толщины пластины. На рис. 3. горизонтальными линиями показаны критические напряжения в защемленной по продольным сторонам пластине. По графикам можно оценить влияние параметров пояса на условия закрепления криволинейных стенок.

Таблица 5. Критические напряжения устойчивости защемленной пластины

Форма потери устойчивости	$R, м$	$a, м$	$d, м$	$t_w, м$	$\sigma_{cr}, МПа$
	2	1	1	0.006	314
				0.008	470
				0.01	654
	2	1	1	0.012	833
				0.016	1184

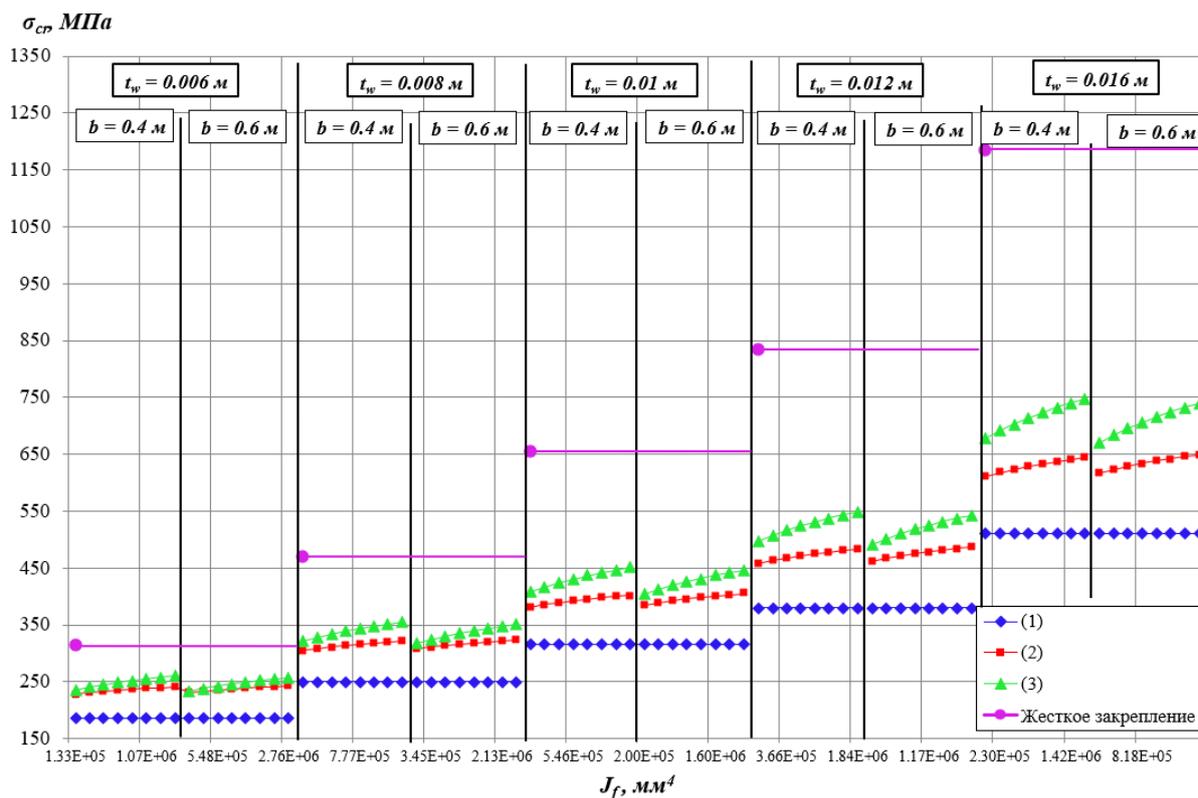


Рис. 3. Зависимость критических напряжений местной устойчивости от момента пояса на кручение для стенок с $R=2$ м, $a=1$ м, $d=1$ м

Заключение

Криволинейные пластины обладают повышенной местной устойчивостью при сжимающих нагрузках, возрастающей с ростом кривизны. Критические напряжения их устойчивости при сжатии могут в разы превышать соответствующие критические напряжения в плоских пластинах.

В аналитических решениях устойчивости пластин рассматриваются условия шарнирного опирания или заделки, но в двутавровых и коробчатых балках условия опирания стенок зависят от жесткости поясов. Характеристикой жесткости пояса в двутавровых балках может служить момент инерции на кручение или прямой учет его толщины и ширины в коробчатых балках. Полученные зависимости (1) – (3) позволяют в явном виде оценивать критические напряжения устойчивости криволинейных стенок одновременно с учетом геометрии и условий закрепления. Жесткость пояса может оказывать существенное влияние на критические напряжения, особенно в конструкциях с усиленными поясами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Sherif A. Ibrahim, Kareem B. Rizkalla, Abdelrahim K. Dessouki. Lateral torsional buckling and strengthening techniques of coped beams with corrugated webs. *Thin-Walled Structures*, Volume 149, 2020.
- [2] Дмитриева Т.Л., Уламбаяр Х. Использование балок с гофростенкой в современном проектировании // *Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость*, №4 (15), 2015, с.132-138.
- [3] Лукин А.О., Суворов А.А. Пролетные строения мостов с гофрированными металлическими стенками // *Строительство уникальных зданий и сооружений*. 2016. №2 (41). С. 45-67.
- [4] Тишков Н.Л. Напряженное состояние арочных двутавровых стержней с тонкой поперечно-гофрированной стенкой. Дисс. к.т.н. — Хабаровск, 2016. — 154 с.
- [5] Шадур Л.А. Вагоны: конструкция, теория и расчет. — М.: Книга по требованию, 2013. — 438 с.
- [6] EN 1993-1-5 (2007), “Design of steel structures, Part 1-5: Plated structural elements” CEN, Brussels. 53 p.
- [7] Hoop H.G. Girders with corrugated webs. Literature study: Master thesis. Delft, Netherlands, 2003. 48 p.
- [8] AISI S100 North American Specification for the design of cold-formed steel structural members — American Iron and Steel Institute, 2007. — 193 p.
- [9] Manzhula K. P., Valiulina A. A. Local buckling of curvilinear plates in axial compression. 2020. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. pp. 112-121.
- [10] K. P. Manzhula, A. V. Naumov. Influence of flextions radius value to local buckling of boxes-shaped beams with non-linear walls // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol. 11, №5, 2017, pp. 326-331
- [11] Наумов А.В., Манжула К.П. Расчетно-экспериментальное исследование местной устойчивости коробчатых балок с криволинейными стенками // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*. 2019. Т. 25, № 3. С. 108-119.
- [12] Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. — М.: Наука, 1971. — 880 с.
- [13] Вольмир, А. С. Устойчивость деформируемых систем в 2 ч. Часть 2: учебное пособие для вузов. — М.: 1 Литература библиотечного фонда БФУ им. И.Канта 8 Издательство Юрайт, 2020. — 480 с. — ISBN 978-5-534- 06867-2. — ЭБС Юрайт. — URL: <http://biblioonline.ru/bcode/454397>.
- [14] Magnucka-Bladzi E. Magnucki K. Buckling and post-buckling behaviour of shallow – nearly flat cylindrical panels under axial compression. *Bulletin of the polish academy of sciences technical sciences* Vol. 64, No. 3, 2016. pp. 655-658.
- [15] Tran K.L., Davaine L. Stability of cylindrical steel panels under uniform axial compression // *Proceedings of the Annual Stability Conference Structural Stability Research Council Pittsburgh, Pennsylvania, May 10-14, 2011*

- [16] Tran K. L., Douthe Cyril, Sab Karam, Dallot J., Davaine L. Buckling of stiffened curved panels under uniform axial compression. Journal of Constructional Steel Research, Elsevier, 2014, 103, pp.140-147.
- [17] Семенов А.А., Москаленко Л.П., Карпов В.В., Сухотерин М.В. Устойчивость цилиндрических панелей, подкрепленных ортогональной сеткой ребер // Вестник гражданских инженеров, №6 (83). 2020. С. 117-125.
- [18] LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services. – Germanischer Lloyd SE, 2011.

K.P. Manzhula, A.A. Valiulina, A.V. Naumov

BUCKLING OF CURVED PLATES UNDER COMPRESSION, TAKING INTO ACCOUNT THE RIGIDITY OF FASTENING

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper deals with the stability of curved plates under axial compression. It is demonstrated that curved plates provide higher stability than flat plates. The influence of the fixating stiffness was investigated on a hinge-supported plate, an I-beam and a box-shaped beam. Analyzes of buckling forms were revealed depending on geometric parameters. Calculated dependences are obtained for determining critical stresses of curved plates buckling based on fixation and geometric parameters.

Key words: curved plate, local buckling, critical stress, I-beam, box-shaped beam, forms of stability, stiffness of fixation

REFERENCES

- [1] Sherif A. Ibrahim, Kareem B. Rizkalla, Abdelrahim K. Dessouki. Lateral torsional buckling and strengthening techniques of coped beams with corrugated webs. Thin-Walled Structures, Volume 149, 2020.
- [2] Dmitrieva T.L., Ulambaiair Kh. Use of SIN beams in modern design // Izvestiya vuzov. Investicii. Stroitel'stvo. Nedvizhimost', №4 (15), 2015, pp.132-138.
- [3] Lukin A.O., Suvorov A.A. Bridge spans with corrugated steel webs Construction of Unique Buildings and Structures, 2016, 2 (41), pp. 45-67. (rus)
- [4] Tishkov N.L. The stress state of the I-arc'd stems with thin cross-corruated webs. Diss. Ph. D – Khabarovsk, 2016 — 154 p.
- [5] Shadur L.A. Wagons. Construction, theory and calculation. – M.: Book on demand, 1980. — 439 p.

- [6] EN 1993-1-5 (2007), “Design of steel structures, Part 1-5: Plated structural elements” CEN, Brussels. 53 p.
- [7] Hoop H.G. Girders with corrugated webs. Literature study: Master thesis. Delft, Netherlands, 2003. 48 p.
- [8] AISI S100 North American Specification for the design of cold-formed steel structural members — American Iron and Steel Institute, 2007. — 193 p.
- [9] Manzhula K. P., Valiulina A. A. Local buckling of curvilinear plates in axial compression. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 112-121.
- [10] K. P. Manzhula, A. V. Naumov. Influence of flextions radius value to local buckling of boxes-shaped beams with non-linear walls // International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 11, №5, 2017, pp. 326-331.
- [11] Naumov A.V., Manzhula K.P. Experimental study of local buckling of box-shaped beams with non-linear walls // St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology. 2019. T. 25, № 3. pp. 108-119.
- [12] Timoshenko S.P. Buckling of rods, plates and shells. — M.: Science, 1971. — 880 p.
- [13] Volmir, AS Stability of deformable systems in 2 hours. Part 2: textbook for universities. — M.: 1 Literature of the library fund BFU I. Kanta 8 Yurayt Publishing House, 2020. — 480 p. — ISBN 978-5-534-06867-2. — EBS Yurayt. — URL: <http://biblioonline.ru/bcode/454397>.
- [14] Magnucka-Bladzi E. Magnucki K. Buckling and post-buckling behaviour of shallow – nearly flat cylindrical panels under axial compression. Bulletin of the polish academy of sciences technical sciences Vol. 64, No. 3, 2016. pp. 655-658.
- [15] Tran K.L., Davaine L. Stability of cylindrical steel panels under uniform axial compression // Proceedings of the Annual Stability Conference Structural Stability Research Council Pittsburgh, Pennsylvania, May 10-14, 2011
- [16] Tran K. L., Douthe Cyril, Sab Karam, Dallot J., Davaine L. Buckling of stiffened curved panels under uniform axial compression. Journal of Constructional Steel Research, Elsevier, 2014, 103, pp.140-147.
- [17] Semenov A.A., Moskalenko L.P., Karpov V.V., Sukhoterin M.V. Buckling of cylindrical panels strengthened with an orthogonal grid of stiffeners // Vestnik grazhdanskih inzhenerov, №6 (83). 2020. pp. 117-125.
- [18] LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services. – Germanischer Lloyd SE, 2011.

УДК 621.867.17

С. В. Никитин

УЧЕТ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ В ТЯГОВОМ ЭЛЕМЕНТЕ В ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРОВ



Сергей Васильевич Никитин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: sergey_nikj@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрен вопрос определения коэффициентов сопротивления в динамических моделях цепного конвейера с упруго-вязкими связями. Приведены данные о натуральных экспериментах, позволившие определить коэффициенты поглощения энергии в тяговом элементе цепного конвейера. Указаны соотношения, позволяющие рассчитать коэффициент сопротивления в тяговой цепи для дискретной модели или коэффициента вязкости для модели с распределенными параметрами. Представлены результаты численных экспериментов, показавшие приемлемость использования указанных выше соотношений для определения параметров внутреннего сопротивления для моделей тягового органа цепного конвейера.

Ключевые слова: цепной конвейер, динамическая модель, коэффициент поглощения, коэффициент сопротивления, численный эксперимент

Введение

Проектирование современных машин и механизмов тесно связано с созданием их расчетного аналога – модели, которая помогает установить оптимальные параметры, выявить и устранить слабые места, повысить надежность.

Достоверность описания машины или ее узла расчетной моделью определяется как выбранными физическими предпосылками, заданными условиями функционирования, так и введенными адекватными величинами коэффициентов. Особенно остро стоит проблема определения параметров, характеризующих диссипацию энергии.

Во многих работах, посвященных динамическому расчету цепных конвейеров, не уделено достаточного внимания определению параметров исследуемых систем [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11]. Однако, возникновение динамических нагрузок в этих машинах связано с распространением упруго-вязких волн вдоль длинного контура трассы, их интерференцией, отражениями и диссипацией энергии [10, 11, 12]. Указанные процессы происходят не мгновенно, поэтому, кроме упруги свойств материала [13] элементов конвейера, в математической модели следует задавать адекватные коэффициенты затухания

Классификация сил, вызывающих диссипацию механической энергии в цепном конвейере, общеизвестна [14, 15, 16].

Существующие экспериментальные исследования показывают, что основными причинами затухания колебаний в цепных конвейерах являются внешние сосредоточенные сопротивления на приводных и отклоняющих устройствах, внутренние распределенные сопротивления в звеньях и шарнирах цепи, утечки энергии упругой волны в местах сопряжения грузовой и порожней ветвей [10, 16].

В данной работе рассматривается вопрос о достоверном учете внутренних распределенных сопротивлений в цепи конвейера в его динамической модели. Приводятся результаты численных экспериментов, показывающих, что предложенное выражение для определения коэффициентов сопротивления для модели конвейера с распределенными параметрами, дает удовлетворительные результаты.

Теория. Данные натуральных экспериментов

Точное описание указанных сил опирается на ряд известных гипотез об их физическом происхождении и представляет определенную сложность для использования в моделях. Однако, достоверно доказано, что введение в модель сопротивлений, описываемых упрощенным законом, но энергетически эквивалентным реальному вполне допустимо при решении сложных динамических задач.

Мерой эквивалентности служат параметры, определяющие уровень поглощаемой энергии в рассматриваемой системе: коэффициент поглощения ψ или логарифмический декремент γ .

Известно, что коэффициент поглощения определяется как отношение энергии, рассеиваемой за один период гармонического колебания (W), к максимальной упругой энергии (U), то есть:

$$\psi = \frac{W}{U}. \quad (1)$$

Из теории колебаний известна связь логарифмического декремента γ с коэффициентом поглощения ψ определяемая как $\psi = 1 - e^{-2\gamma}$, а для малых колебаний $\psi = 2 \cdot \gamma$.

При наличии вынужденных колебаний ряд авторов рекомендует использовать другие зависимости:

$$\psi = 2 \cdot \gamma \cdot \frac{\omega}{\lambda} \quad \text{или} \quad \psi = (1 - e^{-2\gamma}) \cdot \frac{\omega}{\lambda}. \quad (2)$$

При исследовании динамики цепных систем тяговый элемент представляется в виде дискретных масс, соединенных упруго-вязкими связями, или моделью эквивалентного упруго-вязкого стержня с распределенными параметрами [10, 11, 12]. Обе эти модели строятся в координатах относительных равномерному движению конвейера со средней скоростью.

Дискретная модель (рис. 1, а) описывается системой дифференциальных уравнений:

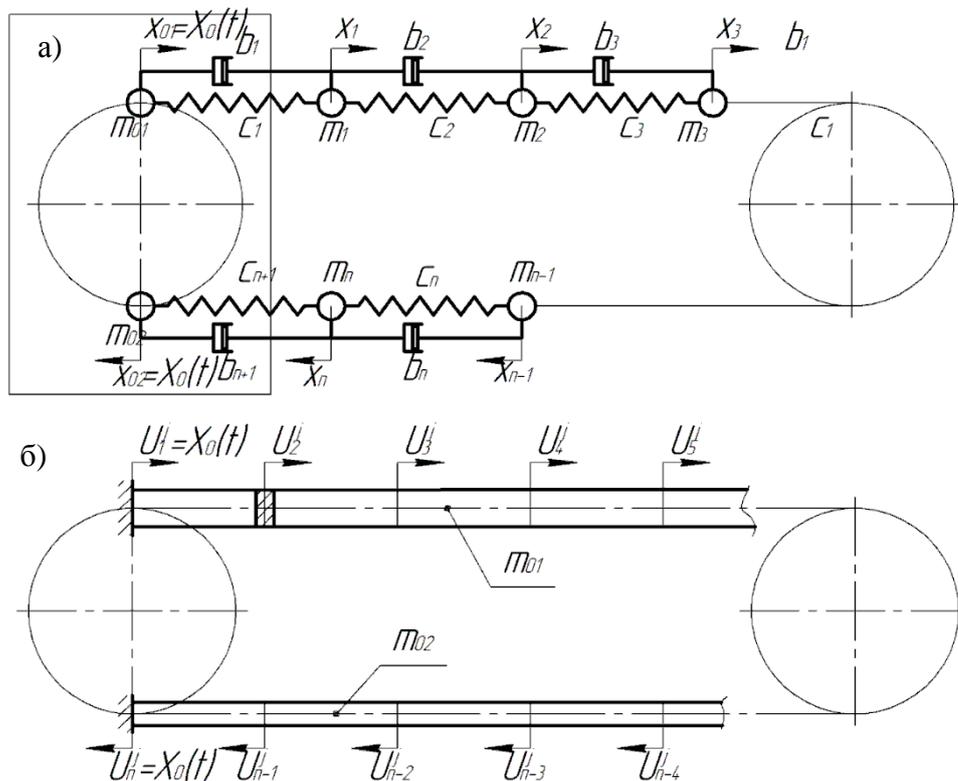


Рис.1. Модель цепного конвейера а) с дискретными массами; б) с распределенными параметрами

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = (x_{01} - 2x_1 + x_2) \cdot c + (\dot{x}_{01} - 2\dot{x}_1 + \dot{x}_2) \cdot b; \\ m \cdot \ddot{x}_2 = (x_1 - 2x_2 + x_3) \cdot c + (\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) \cdot b; \\ \dots \dots \dots \\ m \cdot \ddot{x}_n = (x_{n-1} - 2x_n + x_{02}) \cdot c + (\dot{x}_{n-1} - 2\dot{x}_n + \dot{x}_{02}) \cdot b \end{cases} \quad (3)$$

Вторая модель (рис. 1, б) тягового элемента описывается волновым уравнением вида:

$$\frac{\partial^2 U(t, x)}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 U(t, x)}{\partial x^2} + \frac{\eta F}{m_0} \cdot \frac{\partial^3 U(t, x)}{\partial x^2 \partial t}, \quad (4)$$

где $U(x, t)$ – продольные отклонения сечения стержня, расположенного в точке с координатой x в момент времени t ; v – скорость распространения упругой волны в стержне, м/с; η – коэффициент динамической вязкости кг/(м · с); m_0 – погонная масса стержня, кг/м; F – площадь поперечного сечения эквивалентного тяговому органу упруго-вязкого стержня, м².

Решение этого уравнения выполняется конечноразностным методом [17], при этом искомая функция перемещений сечений стержня $U(t, x)$ представляется сеточной функцией U_i^j , где i – индекс сетки вдоль пространственной координаты ($i = 1 \dots n$), j – индекс сетки по координате времени.

В обеих системах введено вязкое трение, обуславливающее диссипацию энергии. Ясно, что коэффициент сопротивления b и коэффициент динамической вязкости η при моделировании одной и той же машины должны находиться в прямой взаимосвязи между собой, а также обеспечивать уровень поглощения энергии, эквивалентной реальным процессам.

Как показали натурные исследования, внешние распределенные сопротивления при движущемся конвейере не оказывают влияния на затухание колебаний [10], поэтому коэффициенты в уравнениях движения должны отражать влияние только внутренних процессов. Это объясняется тем, что в процессе колебаний скорость цепи не меняет знак

Существующие исследования по определению диссипативных характеристик разборных цепей типа Р2 с шагом 100 и 160 мм осуществлялись статическим методом. Для этого на основании экспериментальных зависимостей между усилием в цепи (S) и ее деформацией (Δl) при нагрузке и разгрузке (рис. 2) были подсчитаны площадь петли гистерезиса и максимальная упругая энергия системы за цикл через среднюю амплитуду. В результате этого получены конкретные величины статических коэффициентов поглощения $\psi_{ст}$. После чего динамический коэффициент поглощения определялся по известной зависимости [4]

$$\psi_d = 1 - \left(\frac{1 - 0,25 \cdot \psi_{ст}}{1 + 0,25 \cdot \psi_{ст}} \right)^2. \quad (5)$$

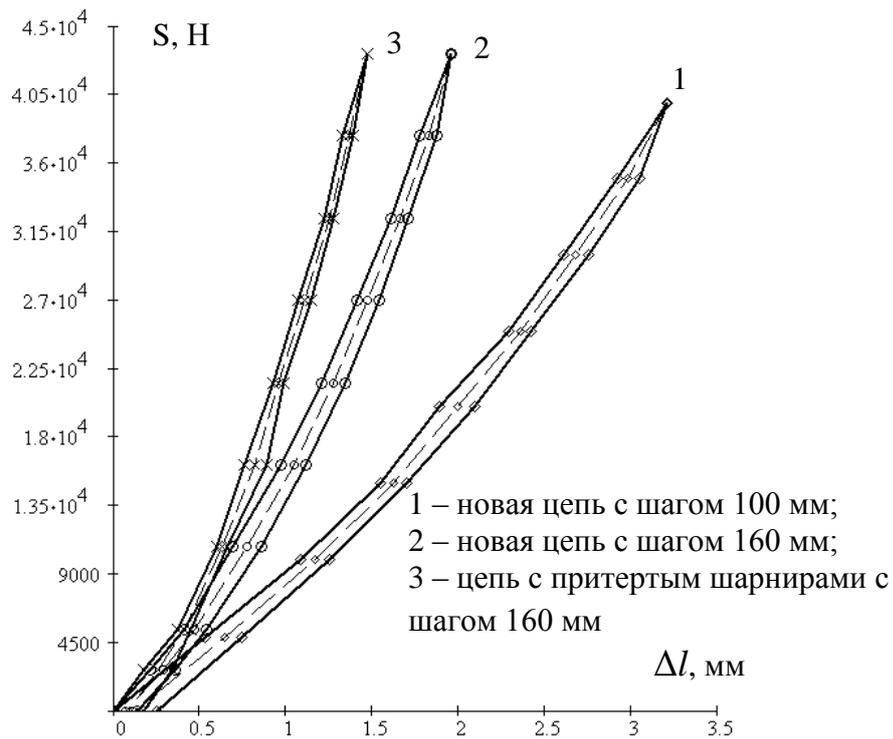


Рис. 2. Графики зависимости удлинения (Δl) цепей типа P2 от растягивающего усилия (S)

В таблице 1 представлены величины коэффициентов поглощения, полученные после обработки экспериментальных данных.

Таблица 1. Величины коэффициентов поглощения

	$\Psi_{ст}$	$\Psi_{д}$
новая цепь с шагом $t=100$ мм	0,242	0,215
притертая цепь с шагом $t=160$ мм	0,284	0,247
новая цепь с шагом $t=160$ мм	0,324	0,277

Исследования численных моделей показали, что для определения коэффициентов сопротивлений в тяговой цепи следует воспользоваться зависимостью

$$b = \frac{c \cdot \psi}{2 \cdot \pi \cdot \omega}, \quad (6)$$

где ω – угловая частота вынуждающих возмущений, c – жесткость связи между двумя соседними дискретными массами.

Указанная зависимость удовлетворяет ряду закономерных требований: независимость сопротивления в расчетной системе от ее дискретности и одинаковый уровень поглощаемой энергии при различных частотах возмущений. К тому же расчетный уровень поглощаемой энергии отличается от фактического значения ψ не более чем на 15%.

Для волнового уравнения целесообразным является определение произведения коэффициента динамической вязкости на площадь поперечного сечения стержня ηF , Нс. При этом справедливым является пересчет по следующей зависимости:

$$\eta F = b \cdot \Delta x = \frac{EF \cdot \psi}{2 \cdot \pi \cdot \omega}, \quad (7)$$

где Δx – расстояние между двумя соседними массами дискретной модели, м; EF – жесткость одного метра тягового элемента конвейера, Н.

Таким образом, расчет коэффициентов сопротивления для моделей конвейера с дискретными массами и с распределенными параметрами тягового элемента по зависимостям (6) и (7) должен привести к тому, что уровень поглощаемой энергии в системе не должен будет зависеть от амплитуды и частоты колебаний. При этом он должен будет соответствовать заданному коэффициенту поглощения ψ .

Численные эксперименты

Для подтверждения этих свойств был проведен ряд предварительных численных экспериментов по определению поглощаемой доли полной энергии системы в модели конвейера с распределенными параметрами (рис. 1, б). Полученные результаты показали значительное расхождение уровня поглощаемой энергии в системе с заданным, при расчете коэффициента ηF по соотношению (7).

Искать зависимость между коэффициентом ηF , коэффициентом поглощения ψ и параметрами модели было решено искать в форме (8)

$$\eta F^* = a_0 \cdot EF^{a_1} \cdot m_0^{a_2} \cdot V^{a_3} \cdot t_{Ц}^{a_4} \cdot z^{a_5} \cdot \psi^{a_6} \cdot \sin^{a_7}(\pi/z), \quad (8)$$

где EF , m_0 , V , $t_{Ц}$, z – параметры модели конвейера, описанные ниже.

Для определения неизвестных коэффициентов $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7$ были проведены численные эксперименты с различным сочетанием значений параметров входящих в соотношение (8). Затем неизвестные определялись методом наименьших квадратов, т.е. минимизировался функционал вида

$$R = \sum_{k=1}^{ne} [\eta F_k - \eta F_k^*(a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7)]^2, \quad (9)$$

где k – номер эксперимента; ne – полное количество экспериментов; ηF_k – коэффициент, заданный при проведении эксперимента; ηF_k^* – значение коэффициента, рассчитанное по зависимости (8-11) со значениями параметров модели, принятыми в данном k -м эксперименте.

Экспериментальная модель представляет собой участок конвейера с постоянными параметрами, такой длины, чтобы движущаяся в нем волна не участвовала бы в процессах отражения или преломления, вызывающих перераспределение энергии в системе.

Обобщенный модуль упругости тягового органа $EF = H_0 = 190159200\text{Н}$ или 95079600Н [13]. Цепь с шагом $t_{ц} = 0,4\text{м}$, $0,2\text{м}$ или $0,1\text{м}$. Скорость движения конвейера V принимает значения $0,33$; $0,521$; $0,75$; $1,0$ м/с. Количество зубьев приводной звездочки $z - 25, 20, 17, 13, 10, 7$. Обобщенный коэффициент внутреннего трения ηF принимает значения $0, 5000, 10000, 25000, 50000, 75000, 100000, 250000, 500000, 750000$. Погонная масса участка m_0 принималась равной $100, 200, 300$ кг/м.

Дискретность модели тягового органа по координате составила 5 м, а дискретность решения по времени

При проведении экспериментов контуру тягового органа придавалось одно возмущение от приводного устройства в течении времени равного полупериоду этого возмущения τ

$$U_0^j = \frac{t_{ц}}{2\sin(\pi/z)} \cdot \sin(\omega \cdot t - \pi/z) + t_{ц}/2 - V \frac{\sin(\pi/z)}{\pi/z} \cdot t. \quad (10)$$

$$\omega = \frac{2V \cdot \sin(\pi/z)}{t_{ц}}; \quad \tau = \frac{t_{ц}}{V}, \quad (11)$$

остальное время эксперимента волна свободно распространялась вдоль моделируемого участка трассы.

Для каждой итерации по времени рассчитывались потенциальная и кинетическая энергия системы по формулам

$$P^t = \frac{H_0}{2 \cdot \Delta x} \sum_{i=0}^{n-1} (U_{i+1}^t - U_i^t)^2;$$

$$E^t = \frac{m_i \cdot \Delta x}{32 \cdot \Delta t^2} \sum_{i=0}^{n-1} (U_i^{t+1} - U_i^{t-1} + U_{i+1}^{t+1} - U_{i+1}^{t-1})^2,$$

где U_i^t – перемещение i -го узла эквивалентного тяговому органу конвейера стержня в момент времени t ; n – количество узлов разбиения тягового органа; m_i – масса элемента тягового органа длиной Δx ; $\Delta x, \Delta t$ – дискретность системы координате и времени соответственно. В соотношении (9) скорость элемента m_i определяется как средняя скорость движения его граничных сечений U_i и U_{i+1} .

Полная энергия определяется суммой:

$$W^t = P^t + E^t.$$

Основной эксперимент заключался в расчете коэффициента поглощения по соотношению

$$\psi = \frac{\Delta W}{W_{\eta F=0}^{\tau}} = \frac{W_{\eta F=0}^{\tau} - W_{\eta F>0}^{\tau}}{W_{\eta F=0}^{\tau}},$$

как отношение величины поглощенной энергии в системе с сопротивлением к величине полной энергии в той же системе, но без сопротивления за время равное периоду возмущения τ (рис. 3, зона I). Этот эксперимент назван основным, т.к. конвейер работает именно в режиме постоянного кинематического воздействия со стороны привода, а из-за малой длины трассы упругие волны в тяговом элементе всегда распространяются совместно с процессами отражения интерференции.

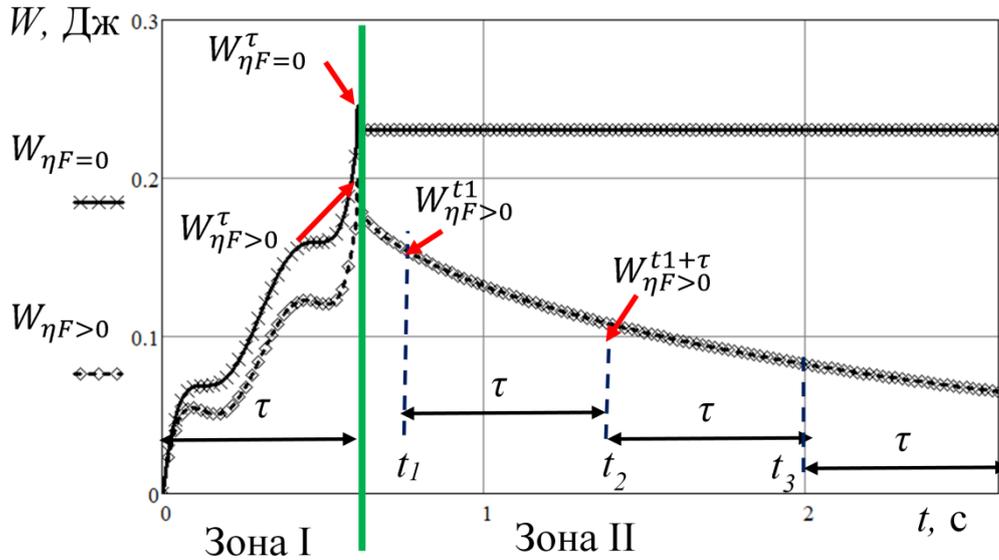


Рис. 3. График изменения во времени полной энергии системы тягового органа во время кинематического возмущения

Побочный эксперимент выполнялся с целью определить – с какой интенсивностью будет поглощаться энергия в системе в процессе свободного движения упругой волны. При этом рассматривалось изменение полной энергии в системе с сопротивлением за время одного возмущения привода (рис. 3, зона II). Коэффициент поглощения определялся зависимостью на трех последовательных промежутках времени t_1, t_2, t_3

$$\psi_t^* = \frac{\Delta W^{\tau}}{W_{\eta F>0}^{\tau}} = \frac{W_{\eta F>0}^t - W_{\eta F>0}^{t+\tau}}{W_{\eta F>0}^t}.$$

На рис. 4 показаны отдельные результаты основного численного эксперимента. Так из графиков рис.4 а, б) видно, что рост коэффициента ηF не линейно ведет к росту поглощаемой доли энергии в системе при одинаковой заданной скорости движения V . При разных скоростях и одном и том же коэффициенте ηF уровень поглощаемой энергии тем выше, чем

больше скорость. Этот рост так же не линеен, о чем говорит близость линий при скоростях 0,75 и 1 м/с.

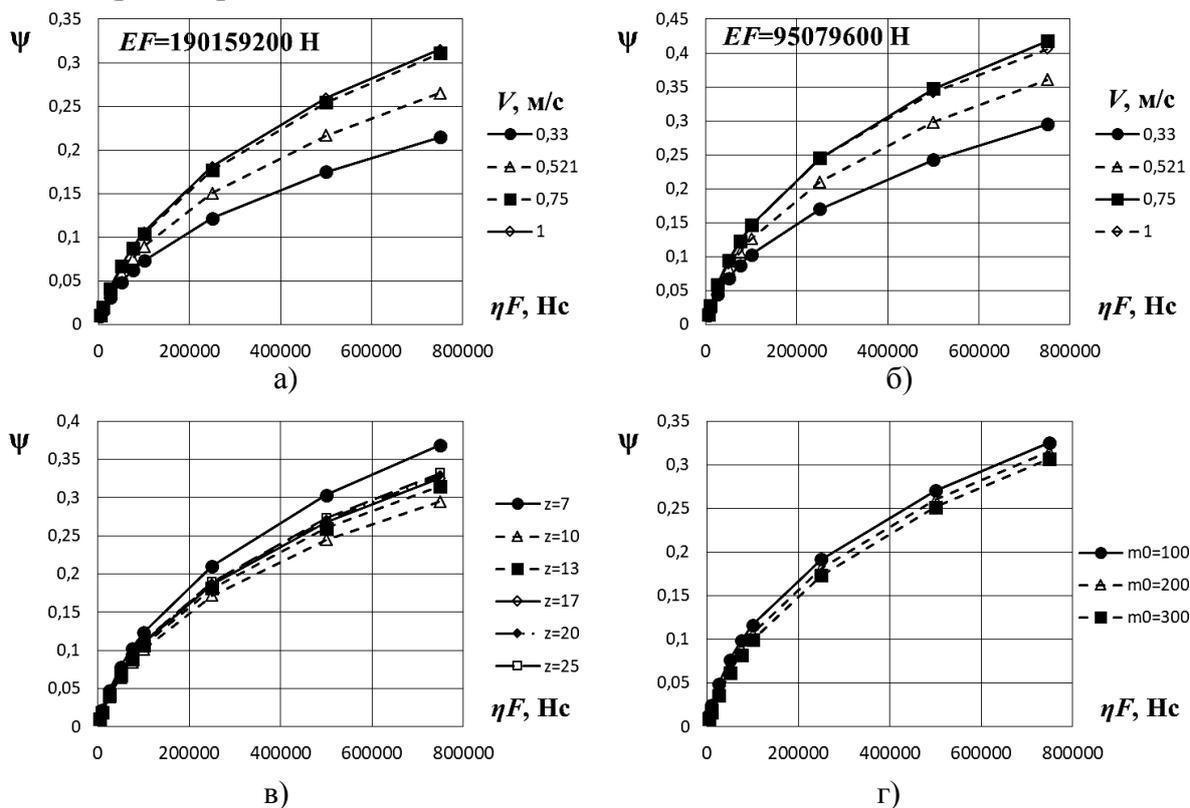


Рис. 4. Графики зависимости коэффициента поглощения ψ от параметра обобщенного коэффициента вязкости ηF при различных параметрах расчетной модели

Графики рис. 4 а, б) построены для моделей с одинаковыми параметрами, за исключением жесткости тягового элемента и варьируемых параметров. Их сравнение показывает, что при меньшей жесткости тягового элемента достигается больший уровень поглощаемой системой энергии при одинаковом значении коэффициента ηF .

На рис. 4 в) представлены зависимости уровня поглощаемой энергии от величины коэффициента ηF при различном заданном числе зубьев звездочки z . Все линии построены при одинаковых значениях остальных параметров моделей. Параметр z , согласно выражению (10), влияет на амплитуду вынуждающего воздействия, а значит и на величину вводимой в систему энергии. Как видно из графика, при малых значениях коэффициента ηF влияние на уровень поглощаемой энергии значения параметра z не велико. При росте коэффициента сопротивления это влияние увеличивается, причем уровень поглощаемой энергии оказывается выше при малых значениях числа зубьев.

Влияние параметра нагруженности конвейера (m_0) на величину поглощаемой энергии достаточно мало (рис. 4, г). Отличие в результатах составляет менее 10%, однако видно, что при меньшем значении

параметра m_0 уровень сопротивления оказывается выше при всех остальных равных параметрах.

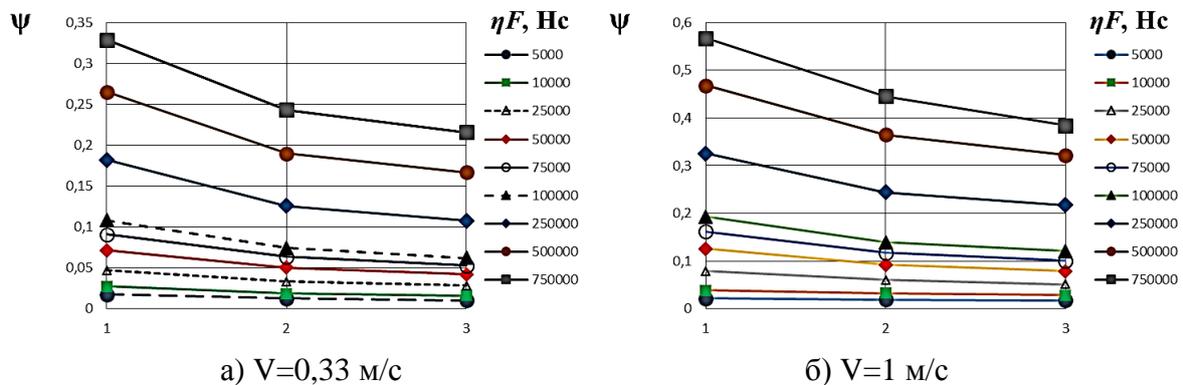


Рис. 5. Графики зависимости коэффициента поглощения ψ от параметра обобщенного коэффициента вязкости ηF при свободном движении упругой волны

Результаты побочного эксперимента (рис. 5, а, б) говорят о том, что при свободном движении упруго-вязкой волны в модели тягового элемента конвейера уровень поглощаемой энергии постепенно падает. Точка на графиках обозначает величину поглощаемой энергии в течение 1-го, 2-го или 3-го периода после первоначального возмущения (рис. 3, зона II). Зачастую уровень поглощаемой энергии в 1-й период после возмущения выше, чем во время самого возмущения, при всех остальных одинаковых параметрах системы.

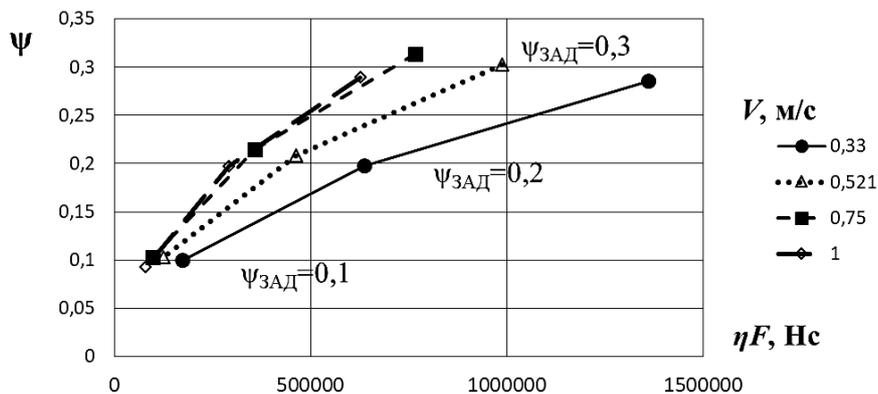
Постепенное снижение уровня поглощаемой энергии во времени – свойство вязкого сопротивления, принятого в модели. Более адекватные физические модели внутреннего сопротивления в элементах конвейера сложнее в реализации и требуют проведения натуральных экспериментов для выявления их реальных свойств и параметров. Однако, в следствие того, что конвейер, при своей работе, находится в состоянии постоянного кинематического возбуждения приводной звездочкой, а длина трасс реальных машин не велика, то свободного распространения волн в них практически не происходит, поэтому анализировать эти результаты смысла никакого нет.

При обработке результатов основного эксперимента определены следующие значения неизвестных коэффициентов зависимости (8): $a_0 = 7,34 \cdot 10^{-5}$; $a_1 = 0,817$; $a_2 = 0,0684$; $a_3 = -0,6996$; $a_4 = 0,8$; $a_5 = 9,37$; $a_6 = 1,872$; $a_7 = 9,483$.

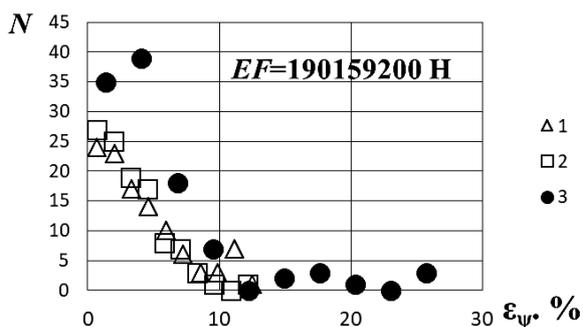
Соответствующее соотношение для определения обобщенного коэффициента вязкости

$$\eta F^* = 7,34 \cdot 10^{-5} \cdot EF^{0,817} \cdot m_0^{0,0684} \cdot V^{-0,6996} \cdot t_{\text{ц}}^{0,8} \cdot z^{9,37} \cdot \psi^{1,872} \cdot \sin^{9,483}(\pi/z). \quad (12)$$

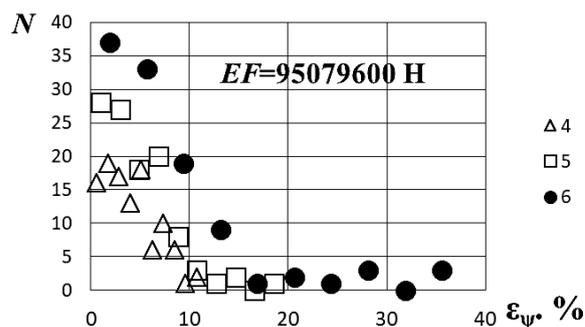
Заключительный численный эксперимент был проведен для верификации найденной зависимости (12). Эти расчеты проводились по методике основного эксперимента, т.е. уровень поглощенной энергии определялся за период возмущающего воздействия при тех же варьируемых параметрах. Однако, в отличие от первого эксперимента, коэффициент ηF вычислялся по зависимости (12) при заданных коэффициентах поглощения $\psi = 0,3; 0,2; 0,1$.



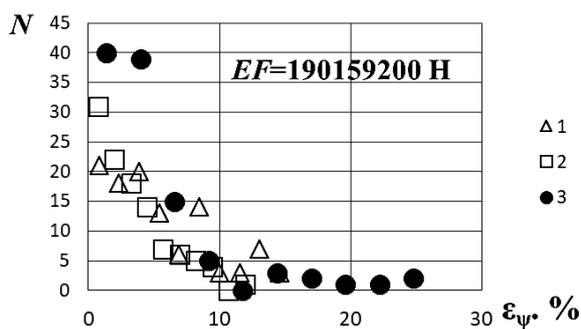
а)



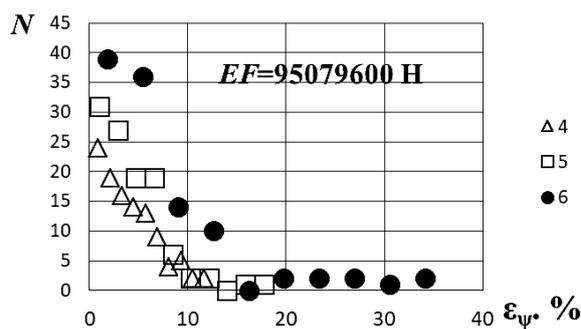
б)



в)



г)



д)

Рис. 6. Графики результатов верификационного эксперимента

Отдельные результаты верификационного численного эксперимента представлены на графике (рис. 6, а). Точка графика указывает какому уровню поглощения энергии ψ соответствует значение коэффициента ηF при определенной заданной скорости движения конвейера V . Все

остальные параметры модели, для результатов, представленных на графике, одинаковы.

Анализируя этот график, следует отметить, что рассчитанный уровень поглощаемой энергии близок к заданному уровню ($\psi_{\text{зад}}$). Для показанных результатов максимальное отклонение от заданного составило 7,5%.

Диаграммы на рис. 6, б, в) показывают всю совокупность полученных результатов верификационного эксперимента. Все результаты были разбиты на шесть групп с одинаковыми параметрами моделируемой системы, что на диаграмме отображаются точками с различными маркерами (1-6). В каждой группе по 108 экспериментов.

Для групп 1-3 неизменным оставался коэффициент жесткости тягового элемента ($EF = 190159200$ Н). Различие между группами в том, что для группы 1 параметр шага цепи был задан равным 0,4м, для группы 2: $t_{\text{ц}}=0,2\text{м}$, а для группы 3: $t_{\text{ц}}=0,1\text{м}$. Для групп 4-6 коэффициент $EF=9507960$ Н, т.е. в два раза меньше, чем для групп 1-3. Различие между группами экспериментов 4-6, такое же, как и для экспериментов групп 1-3.

По оси ординат откладывается отклонение полученного в результате эксперимента коэффициента поглощения (ψ) от заданной величины ($\psi_{\text{зад}}$)

$$\varepsilon_{\psi} = \frac{|\psi_{\text{зад}} - \psi|}{\psi_{\text{зад}}} \cdot 100\%.$$

По оси ординат – N – количество экспериментов, для которых было достигнуто определенное отклонение коэффициента поглощения от заданного.

По диаграммам (рис. 6, б, в) видно, что основная для основной части результатов отклонение найденного ψ от заданного не превышает 10%. Только для единичных случаев отклонение оказалось больше. Особенно это видно на результатах для групп 3 и 6, при заданной шаге цепи $t_{\text{ц}}=0,1\text{м}$, где отклонение достигает 26% (группа 3) – 35%(группа 6).

Иными словами, только для 2,8% верификационных экспериментов из их полной совокупности отклонение уровня поглощаемой энергии от заданного значения превышает 15%. Это говорит о достаточной надежности определения обобщенного коэффициента сопротивления ηF по зависимости (12).

Анализируя полученную зависимость (12) можно заметить, что члены z и $\sin(\pi/z)$ в ней находятся практически в одинаковой степени, а проведенный выше анализ показал, что параметр z не значительно влияет на уровень поглощаемой энергии. Исключив эти члены из соотношения (8) и определив неизвестные коэффициенты $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_6$ минимизировав измененный функционал (9) получили новую зависимость

$$\eta F^* = 3,17 \cdot EF^{0,8} \cdot m_0^{0,067} \cdot V^{-0,69} \cdot t_{\text{ц}}^{0,78} \cdot \psi^{1,83}. \quad (13)$$

Как видно, коэффициенты a_1, a_2, a_3, a_4, a_6 для обеих зависимостей (12 и 13) оказались близки друг к другу. А результаты верификационных экспериментов, представленные на диаграммах рис. 5, г, д), показывают большее количество результатов, имеющих меньший процент отклонения найденного значения ψ от заданного. И только 2,6% результатов имеют отклонение большее, чем 15%.

Основные выводы

1. Экспериментальные исследования [10] позволили определить уровень поглощаемой энергии за цикл колебаний в конвейерных цепях. Однако, т.к. эксперименты были проведены в статическом режиме реальный характер затухания остался неизвестен.

2. В динамических моделях внутреннее сопротивление тягового элемента обычно представляется вязким [10, 13]. Модель должна быть построена так, чтобы уровень поглощаемой энергии за цикл колебаний был бы одинаков с реальным, не смотря на различие в характере затухания. Это обстоятельство потребовало создания методики и проведения численных экспериментов, позволивших сопоставить уровень поглощаемой энергии с параметрами расчетной модели.

3. Полученные зависимости (12) и (13) позволяют определить обобщенный коэффициент вязкого сопротивления ηF для модели тягового элемента с распределенными параметрами по заданному коэффициенту поглощения ψ . Для модели тягового элемента с дискретными параметрами коэффициент сопротивления b может быть рассчитан пересчетом по зависимости (7).

4. Верификационные эксперименты показали приемлемое качество при расчете коэффициента ηF . Для 97% численных экспериментов отклонение действительного уровня поглощаемой энергии в модели от заданного не превысило 15% при различных заданных параметрах расчетной модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Li G. Study on conveyor non-linear dynamics and its effect on dynamic behavior. 2004. Journal of Southeast University. 20(5), pp. 70-74
- [2] Zhang D., Mao J., Liu Z. Dynamics simulation and experiment on the starting and braking of scraper conveyor[J], Journal of China Coal Society, 2016 (02). pp. 513-521.
- [3] Ещин Е. К. Динамика скребковых конвейеров. Обзор. Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. 1(107). с. 108-116

- [4] Yang J., Fu S., Wang D. Dynamic simulation of startup-characteristics of scraper conveyor based AMESim. 2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)
- [5] Korobko M. Discrete model of chain conveyor moment dynamics. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine, 2020, 11(4), pp. 89-94
- [6] Balinskaya M., Meskhi B., Khozyaev I. Modeling of long length and complex shaped chain and planed conveyor noise forming. E3S Web of Conferences 175, 05022 (2020)
- [7] Suvanjumrat C., Suwannahong W., Thongkom S. Implementation of Multi-Body Dynamics Simulation for the Conveyor Chain Drive System. MATEC Web of Conferences 95, 06006 (2017)
- [8] Strobel J., Sumpf J., Bartsch R. Influences on dynamic behavior of sliding chain conveyors. Vibroengineering PROCEDIA 19, 2018, p. 1-5.
- [9] Swider J., Herbas K., Szewerda K. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads. MATEC Web of Conferences 94, 01009 (2017)
- [10] Смирнов В.Н. Подвесные конвейеры. Теория расчета, прогнозирование тенденций развития. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2006.
- [11] Смирнов В.Н., Никитин С.В. Логистическая модель для исследования волновых процессов/ Научно технические ведомости СПбГПУ. 3(106), 2010, с. 78-85
- [12] Никитин С.В. Исследование динамических нагрузок в подвесном толкающем конвейере на модели, учитывающей влияние отдельных грузовых единиц. Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Тюмень. 2015. С. 234-238
- [13] Никитин С.В. Расчетное определение упруго-вязких параметров конвейерных цепей. 2014. Научно-технические ведомости СПбГПУ №1, 190, с. 156-163
- [14] Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Машгиз, 1962. – 420 с.
- [15] Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
- [16] Штокман И.Г. Динамические нагрузки в цепных тяговых органах рудничных конвейеров. Дисс. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук. – ДГИ . 1956.–289 с.
- [17] Формалев В.Ф., Ревизников Д.Л. Численные методы. – М.:ФИЗМАТЛИТ, 2004.

INTO ACCOUNT ENERGY DISSIPATION IN THE PULL ELEMENT IN THE DYNAMIC MODEL OF THE CHAIN CONVEYOR

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the issue of determining the resistance coefficients in dynamic models of a chain conveyor with elastic-viscous connections. The data of field experiments, which allowed determining the energy absorption coefficients in the traction element of chain conveyor. Relationships that allow calculating the resistance coefficient in the traction chain for a discrete model or the viscosity coefficient for a distributed-parameter model are indicated. The results of numerical experiments, which showed the acceptability of using the above relations to determine the parameters of internal resistance for models of the traction body of a chain conveyor, are presented.

Key words: chain conveyor, dynamic model, absorption coefficient, resistance coefficient, numerical experiment

REFERENCES

- [1] Li G. Study on conveyor non-linear dynamics and its effect on dynamic behavior. 2004. Journal of Southeast University. 20(5), pp. 70-74
- [2] Zhang D., Mao J., Liu Z. Dynamics simulation and experiment on the starting and braking of scraper conveyor[J], Journal of China Coal Society, 2016 (02). pp. 513-521.
- [3] Eshchin E. K. Dinamika skrebkovykh konvejerov. Obzor. Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2015. 1(107). s. 108-116 (rus)
- [4] Yang J., Fu S., Wang D. Dynamic simulation of startup-characteristics of scraper conveyor based AMESim. 2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)
- [5] Korobko M. Discrete model of chain conveyor moment dynamics. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine, 2020, 11(4), pp. 89-94
- [6] Balinskaya M., Meskhi B., Khozyaev I. Modeling of long length and complex shaped chain and planed conveyor noise forming. E3S Web of Conferences 175, 05022 (2020)

- [7] Suvanjumrat C., Suwannahong W., Thongkom S. Implementation of Multi-Body Dynamics Simulation for the Conveyor Chain Drive System. MATEC Web of Conferences 95, 06006 (2017)
- [8] Strobel J., Sumpf J., Bartsch R. Influences on dynamic behavior of sliding chain conveyors. Vibroengineering PROCEDIA 19, 2018, p. 1-5.
- [9] Swider J., Herbas K., Szewerda K. Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads. MATEC Web of Conferences 94, 01009 (2017)
- [10] Smirnov V.N. Podvesnye konvejery. Teoriya rascheta, prognozirovanie tendencij razvitiya. SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2006. (rus)
- [11] Smirnov V.N., Nikitin S.V. Logisticheskaya model' dlya issledovaniya volnovykh processov/ Nauchno tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. 3(106), 2010, s. 78-85 (rus)
- [12] Nikitin S.V. Issledovanie dinamicheskikh nagruzok v podvesnom tolkayushchem konvejere na modeli, uchityvayushchej vliyanie otdel'nykh gruzovykh edinic. Nazemnyye transportno-tekhnologicheskie komplekсы i sredstva. Tyumen'. 2015. S. 234-238 (rus)
- [13] Nikitin S.V. Raschetnoe opredelenie uprugo-vyazkih parametrov konvejernykh cepej. 2014. Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU №1, 190, s. 156-163 (rus)
- [14] Kragel'skij I.V., Vinogradova I.E. Koefficienty treniya. – M.: Mashgiz, 1962. – 420 s. (rus)
- [15] Panovko YA.G. Osnovy prikladnoj teorii kolebanij i udara. – L.: Mashinostroenie, 1976. – 320 s. (rus)
- [16] SHtokman I.G. Dinamicheskie nagruzki v cepnykh tyagovykh organakh rudnichnykh konvejerov. Diss. na soisk. uch. step. dokt. tekhn. nauk. – DGI . 1956.–289 s. (rus)
- [17] Formalev V.F., Reviznikov D.L. CHislennyye metody. – M.:FIZMATLIT, 2004. (rus)

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Аббасзаде А., 261
Абышев О.А., 487
Аксенов Л.Б., 549
Арсентьева К.С., 611
Арслан Х., 564

Б

Багин И.В., 272
Бахрами М.Р., 261
Бахшиев А.В., 373
Башкарев А.Я., 677, 690
Белова С.Б., 471
Бессонова В.Ю., 690
Блажевич В.В., 611
Быченко Д., 449

В

Валиулина А.А., 735
Васильев А.И., 702
Волосатова Е.Е., 520

Д

Давыденко Л.В., 471
Данилгородский Д.И., 272
Добрецов Р.Ю., 702
Дьяченко В.А., 3

Е

Евграфов А.Н., 111
Егоров Е.Н., 471
Егоров И.М., 126
Егорова Ю.Б., 471
Ежова Н.В., 45
Елисеев К.В., 717

Ж

Жавнер В.Л., 432
Жаров В.Е., 324

З

Забродин С.В., 60
Забродина Е.В., 60

Захаров С.В., 636
Зиновьева Т.В., 334

И

Иванов Е.К., 272, 312
Иванов К.С., 12
Иванова Г.В., 272
Иванова Л.А., 45

К

Калапышина И.И., 71, 364
Каразин В.И., 137
Карачевцев И.Д., 586
Ковальчук В.В., 657
Козарь И.И., 449
Козликин Д.П., 137
Козырев Ю.П., 324
Колесин К.Г., 636
Колесникова А.Ю., 3
Коротких М.Т., 564
Криницын М.Г., 578
Крюков В.А., 151
Кудрявцев В.Н., 26
Кузнецов П.А., 586, 599
Куликов Д.Д., 487
Кункин С.Н., 549
Кущенко А.В., 690

Л

Лагунова М.В., 45
Ли Сяньшунь, 287

М

Мамутов А.В., 611
Мамутов В.С., 611
Манжула К.П., 735
Медунецкий В.В., 351
Медунецкий В.М., 351
Мельников Б.Е., 300

Н

Наумкин Н.И., 60

Наумов А.В., 735
Нгуен Ч.З., 151
Никитин С.В., 748
Новоселов М.В., 623
Нуждин К.А., 364

П

Парамонова В.А., 26
Пелевин Н.А., 509
Перечесова А.Д., 71
Петраш В.И., 93
Платовских М.Ю., 300
Полищук М.Н., 389, 404
Помпеев К.П., 520
Попков А.В., 373
Попов А.И., 623, 636, 657
Попов А.Н., 389, 404
Попова А.И., 636
Потапов Н.М., 549
Прокопенко В.А., 509
Просторова А.О., 586, 599

Р

Радкевич М.М., 623, 636, 657
Решетов Д.В., 389, 404
Ролецкий И.А., 636
Рудской А.И., 677
Рябикин А.Ю., 312

С

Седакова Е.Б. 287, 324
Семенов Ю.А., 165,
Семенова Н.С., 165
Ситкин Д.С., 80
Скотникова М.А., 272
Славутин Л.В., 677, 690
Смирнов А.А., 324
Смирнов А.С., 179, 192
Смольников Б.А., 179, 192
Солодилова Н.А., 93
Соляник А.Р., 351
Суворов В.А., 300
Суханов А.А., 203

Т

Теплухин В.Г., 657
Терешин В.А., 111
Тимофеева О.С., 520
Третьяков В.М., 228
Третьяков В.П., 586, 599

Ф

Филиппенко Г.В., 334
Фумин А.С., 657

Х

Хлебосолов И.О., 137
Хрусталева И.Н., 549, 586
Худорожков С.И. 243

Ч

Чеканин А.В., 419
Чеканин В.А., 419
Чернышева Н.В., 300
Чжао Вэнь, 432
Чукичев А.В., 487

Ш

Шабалин Д.Н., 449
Шубина Т.В., 324

Ю

Юркевич А.В. 243

Я

Яблочников Е.И., 487, 520
Яковицкая М.В., 599
Янь Чуаньчао, 432

**СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ:
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ 2021
(MMESE-2021)**

Материалы 10-й Международной
научной онлайн-конференции

24 июня 2021 года

**MODERN MECHANICAL ENGINEERING:
SCIENCE AND EDUCATION 2021
(MMESE-2021)**

Proceedings of an 10th International
Scientific Online Conference

Russia, June 24, 2021

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3004 – научная и производственная литература

Подписано в печать 18.06.2021. Формат 60×90/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 48,5. Тираж 100. Заказ 2839.

Отпечатано с готового оригинал-макета,
предоставленного научными редакторами,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.