ISSN 2223-0807

Научные редакторы А. Н. Евграфов, А. А. Попович

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ 2023

МАТЕРИАЛЫ 12-й МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ 2023

Материалы 12-й Международной научной конференции

22 июня 2023 года



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Санкт-Петербург 2023 Современное машиностроение: наука и образование 2023 : материалы 12-й Международной научной конференции, 22 июня 2023 г. / под ред. А. Н. Евграфова, А. А. Поповича. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. – 596 с.

В сборнике представлены материалы, отражающие опыт различных вузов в подготовке бакалавров, специалистов и магистров машиностроительного профиля. 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.

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2023

ISSN 2223-0807

[©] Евграфов А. Н., Попович А. А., научное редактирование, 2023

The Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation

PETER THE GREAT ST. PETERSBURG POLYTECHNIC UNIVERSITY

MODERN MECHANICAL ENGINEERING: SCIENCE AND EDUCATION 2023

Proceedings of an 12th International Scientific Conference

Russia, June 22, 2023



POLYTECH PRESS Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University

Saint Petersburg 2023

Modern Mechanical Engineering: Science and Education 2023 : Proceedings of the 12th International Scientific Conference, June 22, 2023 / edited by A. N. Evgrafov, A. A. Popovich. – St. Petersburg : POLYTECH-PRESS, 2023. – 596 p.

The collection contains materials reflecting the experience of different universities in training bachelors, specialists and masters in mechanical engineering. The results of research work in the field of mechanical engineering are also presented.

The collection is intended for university teachers who train bachelors, specialists and masters in mechanical engineering, as well as engineers and scientists working in the field of mechanical engineering.

> © Evgrafov A. N., Popovich A. A., Scientific editing, 2023

© Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2023

ISSN 2223-0807

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. Д.П. Гасюк, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- Проф. Ю.Б. Егорова, Ступинский филиал МАИ, Россия;
- 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. О.Н. Мацко, СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия;
- Проф. Н.И. Наумкин, Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва, Россия;
- Проф. В.И. Пожбелко, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, 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.

- 11-я конференция 23 июня 2022 г.
- 12-я конференция 22 июня 2023 г.

Тематика конференции:

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

Доклады, отобранные к участию в конференции, публикуются в сборниках материалов конференции. Электронные версии этих сборников находятся в открытом доступе на сайте электронной библиотеки Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. С 2016 г. сборнику 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)».

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ	1
Лагунова М.В., Иванова Л.А., Ежова Н.В. О курсе высшей математики для студентов механического направления, обучающихся заочно	3
Егорова О.В. Инженер Августин Бетанкур. «Проект о устроении путевого сообщения на южном берегу и Нагорной части Таврического полуострова»	12
МЕХАНИКА МАШИН	23
Андриенко П. А., Козликин Д.П., Хисамов А.В. Математическое определение способов сборки группы ВВВ при геометрическом анализе плоских рычажных механизмов	25
Андриенко П.А., Евграфов А.Н., Каразин В.И., Козликин Д.П., Хисамов А.В., Хлебосолов И.О. Использование резонансных явлений для воспроизведения линейных ускорений с переменной гармонической составляющей	41
Куц Е. Н. Определение числа степеней подвижности многоконтурных механизмов со сложными шарнирами	56
Петров Г.Н., Евграфов А.Н. К вопросу о динамике машин с программным управлением	65
Пожбелко В.И. Новый молекулярный принцип образования структуры многоконтурных механизмов без избыточных связей	81

-	
Влияние ди	намической характеристики двигателя на установившееся
движение м	ашины
Смирнов А	С Хашба Т.Н. Смольников Б.А
Смпрнов 11. Устойчиво	ть равновесия непочек полунилинлров стянутых упругой
у стон тиро. нитью	ib publicbeenn deno iek nongdasinidpob, ernig ibix ynpyron
Смирнов А.	С., Булов С.А., Смольников Б.А.
Численное	молелирование нелинейных форм колебаний трехзвенного
манипулят	pa
Companya A	
КЛИНОВАЯ М	юдель трения скольжения
Козликин Д	П., Соболева А.И., Терешин В.А.
Посадка св	ерхманевренного самолета при сильном боковом ветре
Третьяков В	.M.
Метод разл	ожения движений для определения кинематических свойст
планетарнь	іх роликовинтовых механизмов
Андриенко I	І.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А.,
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин	І.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., 3., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС	1.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., 3., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и ИАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ.
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНО Зиновьева Т Распределен натяга и вр	 1.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., 3., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и К. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И СТЬ ТРИБОСИСТЕМ
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС Зиновьева Т Распределе натяга и вр Крюков В.А	 I.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., З., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и IАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И СТЬ ТРИБОСИСТЕМ. .В., Галяутдинова А.Р. ние водорода внутри кольца подшипника под воздействием ащения вала. ., Плясов А.В.
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС Зиновьева Т Распределен натяга и вр Крюков В.А Расширени	 I.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., З., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и I.АШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И СТЬ ТРИБОСИСТЕМ. .В., Галяутдинова А.Р. ние водорода внутри кольца подшипника под воздействием ащения вала. ., Плясов А.В. е области существования решения задач динамического
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС Зиновьева Т Распределе натяга и вр Крюков В.А Расширени синтеза ман	 I.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., З., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и IАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И СТЬ ТРИБОСИСТЕМ В., Галяутдинова А.Р. ние водорода внутри кольца подшипника под воздействием ащения вала ., Плясов А.В. е области существования решения задач динамического цин с многопоточными передачами
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС Зиновьева Т Распределен натяга и вр Крюков В.А Расширени синтеза ман	 I.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., 3., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и I.А.ШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И СТЬ ТРИБОСИСТЕМ
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС Зиновьева Т Распределе: натяга и вр Крюков В.А Расширени синтеза ман Лебедев С.Н	 I.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., 3., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и I.АШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И I.В., Галяутдинова А.Р. в. Галяутдинова А.Р. ние водорода внутри кольца подшипника под воздействием ащения вала. ., Плясов А.В. е области существования решения задач динамического цин с многопоточными передачами. D., Сызранцев В.Н.
Андриенко I Хисамов А.] Применени машин ДЕТАЛИ М НАДЕЖНС Зиновьева Т Распределе натяга и вр Крюков В.А Расширени синтеза ман Лебедев С.К Вероятност	 I.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., З., Хлебосолов И.О. е нейронных сетей для решения задач теории механизмов и I.А.ШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И СТЬ ТРИБОСИСТЕМ. .В., Галяутдинова А.Р. ние водорода внутри кольца подшипника под воздействием ащения вала. ., Плясов А.В. е области существования решения задач динамического цин с многопоточными передачами. О., Сызранцев В.Н. ь безотказной работы зубчатой цилиндрической передачи

Нефедьев Е. Ю., Стояновский Л. О. Изучение связи сигналов акустической эмиссии с размерами микротрещин и размерами структурных элементов стали	230
Филиппенко Г.В. Сравнение простейших моделей оболочек, нагруженных периодической системой локализованных масс	243
Рябикин А.Ю., Скотникова М.А., Иванова Г.В. Карта режимов изнашивания износостойких сталей	259
МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА	275
Буляница А.Л., Есикова Н.А., Евстрапов А.А. Автоматизированное устройство для модификации поверхности и синтеза функциональных слоев в микрофлюидных чипах	277
Жавнер В.Л., Сэнь Ли, Жавнер М.В., Вэнь Чжао Пружинные приводы для штанговых скважинных насосов	289
Замурагин Ю.М. Анализ устройства сматывания и протягивания ленточного материала с постоянной скоростью	303
Пономаренко М.В., Андреев Ю.С. Автоматизированные системы управления производством с точки зрения гибких производственных систем	314
Попов А.Н., Полищук М.Н., Решетов Д.В. Горизонтальный ударный стенд	324
Попов А.Н., Полищук М.Н., Решетов Д.В. Моделирование работы горизонтального ударного стенда	336
Чеканин В.А., Чеканин А.В. Применение жадной эвристики размещения ортогональных многогранников в задачах упаковки объектов сложной формы и фигурного раскроя	350
Маленков М.И., Волов В.А., Лазарев Е.А., Гао Хайбо, Дэн Чжунчуань Международная Лунная Научная Станция: инженерные подходы к обоснованию концепции проекта	365

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ	367
Манжула К.П., Шлепетинский А.Ю. Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в крестовом сварном соединении	369
Мельникова Н.Б., Осман А.А., Кудряшов Е.В. Анализ влияния контактного взаимодействия проволок на жесткость спирального каната	388
Соколов С.А., Грачев А.А. Исследование разрушения сварного узла при отрицательной температуре	405
Худорожков С.И., Юркевич А.В. Повышение эффективности буровых установок путем использования механической бесступенчатой передачи Благонравова в системе верхнего привода	418
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ	435
Аксенов Л.Б., Потапов Н.М., Кункин С.Н. Гофрообразование при торцевой раскатке тонкостенных трубных заготовок	437
Кузнецов П.А., Кузнецов Р.В., Лепетан К.В. Пресс-формы и оборудование для эластостатического прессования изделий из порошков.	451
Мамутов В.С., Мамутов А.В., Арсентьева К.С., Калатозишвили И.В. Кавитация воды при электрогидроимпульсной штамповке	464
Ковалев А.А., Рогов Н.В. Математическое моделирование кинематики процесса газотермического напыления покрытий на внутренние сложнопрофильные поверхности деталей	476
Шабалин Д.Н., Юань Чжэньюэ, Ши Шуанюань Снижение технологической себестоимости изготовления детали крыльчатка турбины за счет компьютерного моделирования	489

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И					
МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ	505				

Рудской А.И., Башкарев А.Я., Бессонова В.Ю. Применение термофлуктуационной теории прочности для расчета	
долговечности адгезионных соединении на примере гранитно- битумных композитов	507
Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Белова С.Б., Егоров Е.Н. Прогнозирование механических и технологических свойств псевдо β-титанового сплава	521
Попов А.И., Кислицын С.А. Теоретические предпосылки струйной электролитно-плазменной резки	537
Третьяков В.П., Просторова А.О., Теплухин В.Г. Пути повышения эффективности установки для электрогидроимпульсной очистки отливок	553
Арслан Х., Коротких М.Т. Зажимные электромеханические устройства с упругим сильфонным элементом с применением материалов с памятью формы	563
Коротких М.Т., Намбудри Танудж Принципы построения интеллектуальной системы принятия решений при выборе типа станочного приспособления	577

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ	583
---------------------	-----

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 378.147 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-518

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

О КУРСЕ ВЫСШЕЙ МАТЕМАТИКИ ДЛЯ СТУДЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКОГО НАПРАВЛЕНИЯ, ОБУЧАЮЩИХСЯ ЗАОЧНО



¹Лагунова Марина Витальевна, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (931)256-2995, E-mail: <u>lagunova_mv@spbstu.ru</u> 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 обучения высшей математике студентов-заочников технических направлений СПбПУ. Рассказано о специальных дистанционных курсах для студентов заочного отделения, а также о возможности выбора студентом траектории получения знаний в области высшей математики.

Ключевые слова: заочное обучение, blended learning, дистанционное обучение, distance learning, тест, Moodle.

Вступление

В Санкт-Петербургском Политехническом Университете Петра Великого (СПбПУ) уже многие годы существует заочная форма обучения направлений, в стулентов технических том числе и студентов механического направления. В настоящее время на первом и втором курсе, программа которых включает курс высшей математики, обучается примерно 500 студентов. Очевиден факт, что уровень подготовки у студентов-заочников очень разный. Это объясняется тем, что многие из них уже долгие годы работают по специальности, а необходимость получения высшего образования приводит их в наш университет после большого перерыва в обучении. С учетом сильной занятости на предприятии, времени на изучение предмета у них не так много. Вместе с тем, безусловно, есть студенты, которые вполне справляются с программой, а также проявляют неподдельный интерес к высшей математике и стремятся получить знания так же, как и на очном отделении. По этой причине возникла необходимость предоставить возможность каждому обучающемуся выбирать тот уровень, на который он готов. Для этого мы несколько изменили стратегию оценивания работы студента в течение семестра, что отражено во вновь созданных дистанционных курсах.

Эксперимент по внедрению электронного курса, начатый нами несколько лет назад [1 – 4], оказался очень удачным особенно для студентов-заочников. Нами были онлайн-курсы, также созданы портале «Открытое образование», размещенные полностью на 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) [5,6].

Методы

В чем же заключается возможность выбора своей траектории образования для каждого студента? На первом очном занятии семестра мы проводим установочную лекцию, в которой объясняем возможные варианты для прохождения курса и получения промежуточной аттестации.

Каждый студент может выбрать один из трех предложенных путей вариантов.

Первый возможный вариант заключается в том, что студент может пройти дистанционный курс на «Открытом портале» СПбПУ. Как известно, курсы на этом и подобных ему порталах бесплатные. Платеж включается только в случае желания получить сертификат об окончании. Но для студентов нашего университета предъявление сертификата не является обязательным – мы и так видим активность студента в течение семестра. Такой подход имеет свои достоинства и недостатки. Причем, для определенных студентов недостатки являются достоинствами. Речь о том, что курс на открытом портале имеет временные рамки и дедлайны. Он хорошо походит тем, кому нужны дополнительные стимулы для поддержания самодисциплины. В целом этот курс почти ничем не отличается от университетского курса на сайте СДО. Он включает те же самые видеолекции, текстовые файлы, аналогичные промежуточные и итоговые тесты. Последний, итоговый, тест студенты проходят с прокторингом, что обеспечивает личное присутствие тестируемого. Такой способ обучения выбирают, как правило, не более 5% заочных студентов. Хотя очень многие записываются на эти курсы, мало кому удается добраться до получения итоговой оценки. Но в этом случае у студентов есть подстраховка – можно продолжить обучение на университетском сайте СДО.

Второй вариант прохождение курса _ с использованием внутриуниверситетской системы дистанционного обучения. И здесь тоже есть возможность выбрать свой путь прохождения курса высшей математики. Мы предоставляем каждому обучающемуся определиться, на какой уровень знаний (и на какую оценку, соответственно) студент рассчитывает. Если есть желание получить хорошую или отличную оценку, то, чтобы добраться до итогового теста, который, к слову, одинаковый для всех, студенту необходимо пройти через все домашние задания, оформленные в формате «Lecture» на платформе Moodle, минимум на 80%, а также пройти промежуточные контрольные тесты на 60%. Причем, для прохождения каждого такого теста студент имеет только 4 попытки, время прохождения также ограничено. И еще одно «неудобство» заключается в том, что невозможно ни проверить и исправить свой ответ, ни посмотреть на допущенные ошибки. Кроме того, включается прокторинг, то есть сама процедура написания теста отслеживается web-камерой. Разумеется,

5

возможны апелляции. Достаточно попросить преподавателя показать и объяснить допущенные ошибки. Такой способ получения аттестации за семестр доступен в среднем примерно для 10 – 15% слушателей. Многое, конечно, зависит от специальности и от настроений в группе.

И, наконец, последняя, самая щадящая, процедура получения аттестации. В этом случае, правда, студент изначально предупрежден, что выше удовлетворительной оценки он не получит. Необходимо (и достаточно!) пройти все промежуточные контрольные тесты, не имеющие ограничений по времени и по числу попыток. Причем, в этом случае включен адаптивный режим, то есть в процессе решения тестовых заданий студент может проверять и исправлять свой ответ, получая штраф за каждую неправильную попытку, а всего их 3 на каждый вопрос теста. Как только 4 промежуточных теста выполнены на 60% минимум, открывается итоговый тест, который одинаков для всех. Надо сказать, что все домашние задания в формате «Lecture», а также видеолекции и текстовые файлы этой группе студентов также доступны в полном объеме. Такой способ выбирает большинство студентов. Видимо, это можно объяснить большой занятостью работе, длительными командировками или семейными на обстоятельствами.

Обсуждения

Вопрос об использовании дистанционных технологий В образовательной среде в последнее время является очень обсуждаемым. В таком подходе есть плюсы и, разумеется, минусы. Положительных моментов очень много, как для студентов, так и для преподавателей. Для преподавателей это заключается в том, что существенно сокращается время на рутинную проверку домашних работ. По общим правилам заочный студент в течение каждого из четырех семестров обязан выполнить 4 контрольные домашние работы и написать итоговую работу на экзамене. Для таких домашних работ были выпущены методические указания с 10 вариантами на каждую однотипную задачу. Возникает два вопроса: сколько времени уйдет на проверку, если отнестись к этому добросовестно, и, с учетом ограниченного числа вариантов, как студенты будут эти задания выполнять? Со стороны преподавателя методическая работа по созданию новых вариантов контрольных работ является добровольной И неорганизованной. При этом новые варианты работ очень быстро

6

оказываются в свободном доступе, любой желающий может найти старые варианты контрольных работ и получить ответы на них. Оценка количества студентов, прибегающих к различным способам академического обмана затруднительна, однако, практический эксперимент показывает, что таких студентов может быть более 70% [7]. Что касается компьютерных тестов, то количество вариантов практически не ограничено – вариант каждой работы генерируется случайным выбором из имеющихся однотипных задач по всем изучаемым темам, причем база тестовых вопросов постоянно дополняется.

Студентам же такой подход дает возможность изучать материал в том темпе и в том объеме, который они себе выбирают. Конечно, нижний уровень знаний следует определить четко! В нашем случае – это необходимость пройти с прокторингом за ограниченное время итоговый тест минимум на 60%. Чтобы этот тест открылся, необходимо пройти все контрольные тесты по каждой теме также на 60% минимум. И это требование неукоснительно должно выполняться для всех студентов, вне зависимости от той траектории, которую они выбирают.

Основной минус такой системы заключается в отсутствии возможности общения с преподавателем, которое играет немаловажную роль в образовании, но тут следует учесть тот факт, что студенты находятся на заочном обучении. Число часов, проведенных в аудитории, не так велико и к тому же не всем доступно, потому что многие студенты живут в отдаленных городах и даже в других странах. Но тут на помощь приходят другие способы коммуникации – социальные сети и иные способы связи, в том числе и видео.

Еще одна сложность в том, что студенты не сразу улавливают то, по каким правилам им проходить курс. Специально для этого мы создали навигационный курс, единый для всех технических специальностей, на все 4 семестра. Так что каждый студент, будь он первокурсник или переведенный из другого учебного заведения на любой другой семестр, имеет полную информацию о правилах прохождения курса, видит все прямые ссылки на видеолекции по календарному плану, на контрольные и итоговые тесты, а также тренировочные тесты для подготовки к экзаменационной работе.

И еще один момент, важный для студентов-заочников. Начиная с этого года, курс высшей математики для заочного отделения механического потока был увеличен на один семестр, то есть добавился курс теории вероятностей. Теория вероятностей, как показывает практика преподавания, – это довольно непривычная дисциплина в курсе высшей математики, часто пугающая студентов. Возникла еще одна проблема – как обучить теории вероятностей и основам математической статистики студентов заочного отделения. Дело в том, что обычный учебник по теории вероятностей мало кому из них будет доступен, а сам предмет обладает несомненной красотой и пользой. В последнее время теория вероятностей внедряется и в школьную программу, и в ЕГЭ. Многие студенты-заочники закончили школу довольно давно, поэтому теорию вероятностей в школе им не преподавали, хотя самые азы этой теории вполне доступны даже По этой причине пятиклассникам. ΜЫ создали специальный иллюстрированный курс, позволяющий плавно освоить как школьную программу, так и более углубленные разделы дисциплины. И, как обычно, снабдили курс теории вероятностей тестами для самопроверки, текстовыми файлами, домашними заданиями и контрольными тестами.

Результаты

В качестве результата процесса выбора студентами траектории обучения, а также сами результаты аттестации, приведем один пример. На рисунке 1 приведена таблица оценок, полученных в день проведения экзамена в одной из групп заочных студентов. Зеленым цветом отмечены баллы, полученные за прохождение курса по второй, более сложной, траектории; синим – результаты тех, кто выбрал последний из трех вариантов. Как мы видим, некоторые студенты в процессе прохождения обучения меняют свою траекторию, переходя на более щадящий режим.

	30.01.2023									
	ОЦЕНКА	ИТОГ	T 1	Т1д	Т 2	Т2д	Т 3	ТЗд	Т4	Т4д
1	3	90 %	67 %	-	90 %	-	83 %	-	-	74 %
2	3	73 %	-	72 %	-	82 %	-	100 %	-	67 %
3	5	87 %	62 %	-	67 %	-	75 %	-	67 %	-
4	2	-	-	97 %	-	64 %	-	69 %	-	-
5	3	62 %	-	86 %	-	74 %	-	88 %	-	74 %
6	3	68 %	-	67 %	-	60 %	-	64 %	-	70 %
7	н/я	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	5	100 %	100 %	-	100 %	-	100 %	-	89 %	-
9	5	95 %	100 %	-	93 %	-	92 %	-	89 %	-
10	4	68 %	75 %	-	60 %	-	63 %	-	67 %	-
11	4	открытый портал								
12	2	-	-	92 %	-	80 %	-	42 %	-	-
13	н/я	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	3	73 %	-	81 %	-	72 %	-	64 %	-	67 %
15	н/я	-	_	_	-	-	-	-	-	-

Рис. 1. Результаты промежуточной аттестации

Выводы

Использование предложенной системы обучения и оценки знаний, полученных студентами заочной формы обучения, дает возможность индивидуального подхода к каждому обучаемому. Студенты заранее выбирают уровень своей будущей подготовки. При этом необходимо достижение определенного результата, ниже которого опускаться нельзя.

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 механикомашиностроительного 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 интернеттехнологий в преподавании курса математики для студентов механикомашиностроительного 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 Межедунар. науч.практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С.41-49.
- [5] М.В. Лагунова, Л.А. Иванова, Н.В. Ежова. Смешанный формат обучения высшей математике в век цифровизации образования. 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, С.1-8
- [6] 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. – C.1-9

[7] Мамченков Е. А. Академический обман в студенческой среде и методы противодействия списыванию // РИК ОГБПОУ «Костромской политехнический колледж». 2021. С. 43

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

ABOUT THE COURSE OF HIGHER MATHEMATICS FOR MECHANICAL STUDENTS STUDYING BY CORRESPONDENCE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the issues of organizing higher mathematics education for students of technical areas of SPbPU. It is told about special distance courses for students of the correspondence department, as well as the possibility for a student to choose a trajectory for obtaining knowledge in the field of higher mathematics.

Keywords: learning by correspondence, blended learning, distance learning, test, Moodle

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. Blended Learning of Higher Mathematics in the Century of the Digitalization of Education. Lecture Notes in Mechanical Engineering –Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", SPb., June 2021: - Advances in Mechanical Engineering. Springer. 2022. – pp.1-8
- [6] Lagunova M. V., Ivanova L. A., Ezhova N. V. Organization of Remote Education for Higher Mathematics. Challenges and Solutions 2021.C. 1–8.
- [7] Mamchenkov E. A. Academic deception in the student environment and methods of counteracting cheating // RIK OGBPOU "Kostroma Polytechnic College". 2021. C. 43

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А.Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 625.7 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-519

О.В. Егорова

ИНЖЕНЕР АВГУСТИН БЕТАНКУР. «ПРОЕКТ О УСТРОЕНИИ ПУТЕВОГО СООБЩЕНИЯ НА ЮЖНОМ БЕРЕГУ И НАГОРНОЙ ЧАСТИ ТАВРИЧЕСКОГО ПОЛУОСТРОВА»



Ольга Владимировна Егорова Крымский федеральный университет им. В.И. Вернадского Россия, Симферополь Тел.: +7(978)628-7993, E-mail: <u>tmm-olgaegorova</u>@yandex.ru

Аннотация

В работе на основе изучения архивных документов представлены малоизвестные сведения о командировке генерал-лейтенанта Августина де Бетанкура в Крым. Известно, что в 1808 году по личному приглашению Александра I гениальный испанский инженер Бетанкур переехал в Санкт-Петербург вместе со своей семьей и был принят на русскую военную службу. В 1818 году Августина Бетанкура назначили Главным директором Управления путей сообщения, а в 1820 году он был направлен на юг Российской империи для осмотра горного Крыма и южного берега Черного моря. По результатам командировки Бетанкура была составлена докладная записка правительству: «Проект о устроении путевого сообщения на южном берегу и нагорной части Таврического полуострова».

Ключевые слова: Августин Бетанкур, Управление путей сообщения, император Александр I, Школа дорог, каналов и мостов в Мадриде, Институт Корпуса инженеров путей сообщения, Южный Берег Крыма (ЮБК), губернатор Баранов А.Н., планета Бетанкур, мост Бетанкура.

Введение

Августин де Бетанкур (1758—1824), гениальный испанский инженер, посвятил значительную часть своей жизни служению России. Трудно

переоценить наследие, оставленное им на новой родине. За неполные 16 лет (1808-1824) под его руководством и по его проектам построены и введены в эксплуатацию новые мосты и дороги, Московский Манеж [1-2,6] и ярмарка в Нижнем Новгороде [9], фабрики, заводы, уникальные архитектурные ансамбли и инженерные сооружения во многих городах Российской империи.

Августин Августинович Бетанкур, как его называли на новой родине, стал основателем высшего инженерного образования в России. В 1809 году он был назначен «инспектором» созданного под его руководством первого специализированного учебного заведения, готовящего инженеровстроителей сухопутных дорог и водных каналов и получившего название «Институт Корпуса инженеров путей сообщения» (с 2014 г. Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I).

В память о выдающемся инженере новый неразводной вантовый мост в Санкт-Петербурге, открытый для движения в мае 2018 года, назван «мост Бетанкура», а одной из малых планет Солнечной системы присвоено имя — «Бетанкур».

Цели и задачи исследования

Цель исследования состоит в изучении малоизвестных сведений о гениальном инженере Августине де Бетанкуре, о его командировке на юг Российской империи и о его роли в освоении Крыма.

К задачам исследования следует отнести:

- обнаружение сведений о местонахождении и изучении докладной записки правительству — «Проект о устроении путевого сообщения на южном берегу и нагорной части Таврического полуострова», которая была подготовлена Таврическим гражданским губернатором Барановым А.Н. под руководством Августина Бетанкура по результатам его командировки в 1820 году в Крым;

- подтверждение на основе архивных документов командировки главного директора Управления путей сообщения А.А. Бетанкура в Крым, состоявшейся в 1820 году, с уточнением имен сопровождающих его лиц, дат и маршрута путешествия;

- исследование архивных документов, докладных записок, чертежей и проектов, составленных по результатам командировки Бетанкура в Крым;

- изучение полученных результатов о состоянии дорог и путевого сообщения Таврического полуострова, включая южный берег и нагорную часть Крыма в 1820 году и сопоставление их с реальной ситуацией освоения Крыма в целом;

- изучение роли инженера Бетанкура в создании технической среды и освоении Крыма с оценкой практической пользы для Российской империи;

- краткий литературный обзор и выводы.

Методы

Среди методов, используемых при решении поставленных задач, следует отметить общенаучные, включая методы эмпирического и теоретического исследования; построение логической схемы поиска, изучения, сравнения и анализа информации из различных источников; а также специально-исторические: идеографический (нарративный), диахронный, историко-генетический и другие, включая исследование подлинных документов архивов и редких изданий, хранящихся в библиотеках.

Развитие промышленности в России в начале XIX века

На протяжении всего XVIII века в развитых странах Европы происходили буржуазные революции, в результате которых победил капитализм. Россия же оставалась монархией во главе с правящим императором, ее экономика и политическое развитие проходили на базе феодализма, что привело к значительному отставанию промышленности, и объяснялось, в первую очередь, преобладанием крепостного труда.

Однако к началу XIX века стартовала эра промышленной активности: в России уже насчитывалось 167 работающих горных завода и более 2000 предприятий, связанных с обрабатывающей промышленностью. Страна заняла первое место в мире по выплавке чугуна и экспорту железа. Мелкотоварное производство стало фундаментом зарождения мануфактур. В свою очередь, появление новых предприятий мануфактурного типа в разных районах необъятной империи и развитие торговли требовало строительства новых сухопутных и шоссейных дорог, воднотранспортных путей сообщения, включая каналы и гидротехнические узлы.

Участие России в войнах с Персией, Турцией, Швецией и Францией, требовало срочного улучшения всех видов путей сообщения. Остро стояла задача создания единой системы водных коммуникаций между Санкт-Петербургом и Волгой, что требовало инженеров и специалистов высокого уровня, которых на тот момент в Российской империи не было.

По указанию императора Александра I сотрудники дипломатических служб стремились найти нужных специалистов за границей с тем, чтобы пригласить их на работу в Россию. Повезло И.М. Муравьеву-Апостолу (1762-1851), занимавшему в тот момент должность посланника в Испании и жившему в Мадриде [3-6]. Иван Матвеевич встретился лично с Августином де Бетанкуром и пригласил его посетить Российскую империю с целью возможного переезда и дальнейшей работы как инженера. В ноябре

1807 года Бетанкур впервые посетил Россию, а на следующий год, в 1808, он был принят на русскую военную службу в чине генерал-майора [7].

Августин де Бетанкур - гениальный инженер

Августин де Бетанкур (полное имя — Августин Хосе Педро дель Кармен Доминго де Канделярия де Бетанкур и Молина) родился 1 февраля 1758 года в семье потомка конкистадора Жана де Бетанкура в Испании в городе Пуэрто-де-ла-Крус на острове Тенерифе (Канарский архипелаг) [8].

С раннего детства Августин проявлял большие способности в математике, рисовании и изучении языков. В дальнейшем, благодаря родственным связям и своему таланту, он был направлен на обучение в Мадрид, позже — в Париж и в Лондон. Прекрасное образование, огромная трудоспособность, неординарное мышление и стальной характер позволили Августину де Бетанкуру стать одним из лучших инженеров Европы конца XVIII - начала XIX веков. В 1801 году возрасте 42 лет он был назначен Генеральным инспектором дорог и каналов Испании и тогда же основал Школу дорог, каналов и мостов в Мадриде, которая считается первым в мире высшим учебным заведением по подготовке инженеров путей сообщения [3-6,8-9, 12-13].

Переезд Бетанкура в Россию

По личному приглашению Александра I Августин де Бетанкур (1758-1824) переехал в Санкт-Петербург вместе со своей семьей, его зачислили в свиту «для особых поручений государя императора». Чуть позже, 30 ноября 1808 года, он был принят на русскую военную службу в чине генерал-майора, что подтверждается документами из Формулярного списка о службе и достоинстве свиты Его Императорского Величества, хранящегося в Российском государственном военно-историческом архиве (РГВИА) [7].

Причины его переезда в Российскую империю точно не известны: возможно, из-за нестабильной политической ситуации в Испании или по семейным обстоятельствам. В архиве Испании (Archivo Historico Nacional, Madrid) имеется подлинник письма Бетанкура из Петербурга своему другу от 21 декабря 1808 года, в котором он пишет: «Будучи разлучен с семьей и не желая служить ни Наполеону, ни Жозефу, я принял решение поступить на службу к российскому императору, который обращается со мной самым почтительным образом, какой вы только можете себе представить... Я решаю дела непосредственно с Его Величеством, он мне положил 20 тысяч рублей годовых, оплачивает мои апартаменты...» [3-6].

Из личной переписки со старшим братом Хосе, оставшимся жить на острове Тенерифе на Канарских островах, известно, как Августин де Бетанкур сам объяснял причины своего переезда: «с того времени, как

возникли вражда между принцем Астурийским и Годоем, я подумал, что в Испании неизбежна революция, и, чтобы не погибнуть со всем своим семейством, надо искать спасения и убежища в каком-нибудь иностранном государстве, и мне показалось, что Россия может быть самой подходящей для этого... Император (России) принял меня с таким почетом, какого я не ожидал. Государь приглашал меня обедать с ним все дни, он назначил мне жалование в 25 тысяч рублей годовых, он присвоил мне звание генералмайора, равнозначное тому, что я имел в Испании» [3-6].

Институт Корпуса инженеров путей сообщения

Первое задание Александра I было выполнено с блеском, и в 1809 году под руководством Августина де Бетанкура была создана первая высшая инженерная школа в России, получившая название «Институт Корпуса инженеров путей сообщения» [9].

Институт был учреждён согласно Манифесту, подписанному императором 20 ноября 1809 года, и предполагал подготовку инженеров для проектирования, строительства и эксплуатации шоссейных дорог, судоходных каналов, шлюзов, пристаней и портов. Важно отметить, что Бетанкур являлся одним из авторов проекта создания института и с самого начала участвовал в комиссии по разработке и «Манифеста», и Устава института. Основная цель создаваемого нового учебного заведения была сформулирована самим Бетанкуром следующим образом: «...снабдить Россию инженерами, которые прямо по выходе из заведения могли бы быть назначены к производству всех работ в Империи». За отличную работу в комиссии и создание высшей инженерной школы он был отмечен особо императором и произведен в генерал-лейтенанты. В 1809 году, 30 августа, согласно документам архива РГВИА, Августин де Бетанкур был назначен первым «институтским инспектором» [3-6].

Основные усилия инспектора института были направлены на подготовку квалифицированных русских инженеров европейского уровня. Институт Корпуса инженеров путей сообщения стал основоположником традиций, которые и сегодня обеспечивают Россию качественными кадрами в различных областях машиностроения, в строительстве мостов, дорог и других видов коммуникаций.

В 1837 году была открыта первая в Российской империи железная дорога, соединившая Царское село и Санкт-Петербург. Грандиозное строительство было выполнено учениками Бетанкура, которые умели решать любые технические и инженерные задачи. И, конечно же, перед ними всегда был яркий пример — гениальный инженер Августин де Бетанкур. Благодаря профессиональным инженерам Россия стала передовой державой в области железнодорожного строительства.

Выпускники Института Корпуса инженеров путей сообщения впервые в России получили высшее инженерное образование. Появилось даже выражение, что истинное высшее образование можно получить только, если прослушать курс высшей математики у Бетанкура.

Интеллектуальный размах теоретика, талант инженера и педагога новую систему высшего инженерного Бетанкуру создать помогли В Российской империи, ставшую образования лучшей В мире. Отличительной особенностью предложенной им системы являлось сочетание фундаментальной, общеинженерной и специальной подготовки будущих инженеров.

Институт Корпуса инженеров путей сообщения (с 2014 года Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I) стал одним из ведущих научно-образовательных центров инженерного образования и сегодня играет важную роль в обшей системе высшего образования в России.

Управления водяными и сухопутными сообщениями

В 1818 году по распоряжению императора Александра I Августин де Бетанкур был назначен Главным директором Управления водяными и сухопутными сообщениями (Управления путей сообщения) Российской империи. Начать свою деятельность Бетанкур решил с инспекции уже существующих в России каналов, мостов и дорог.

В конце августа 1820 года Августин Августинович выехал из Нижнего Новгорода, где курировал строительство Нижегородской ярмарки, в южном направлении. Предполагалось, что водным путём он доберется до Астрахани, а далее через Кавказ и Крым — в Одессу. Подтверждение состоявшейся командировки можно найти в материалах Центрального государственного архива Крыма, на которые ссылается Е.Н. Архипова, автор доклада «Друзья и знакомые А.С. Пушкина в доме Ришельё» на конференции «Пилигримы Крыма – 97» в Ялте [10].

Путешествие Бетанкура в Крым

Из доклада Азы Павловны Пальчиковой «Из истории строительства южнобережной дороги» на VI-х Дмитриевских чтениях в Ялте в 2002 году [11] следует, что в 1820 году Агустин Бетанкур прибыл в Крым, осмотрел в сопровождении Таврического гражданского губернатора Александра Николаевича Баранова (1793-1821) горный Крым и Южный берег Черного моря (ЮБК), побывал в городах: Севастополе, Керчи и Феодосии, проинспектировал порты Черного моря, осмотрел каналы, дороги, шлюзы и пристани. После возвращения в Петербург Бетанкур подготовил докладную записку императору: «Обзор различных вопросов, касающихся путей

сообщения России», в которой ставил вопрос об улучшении судоходства в бассейне рек Волги и Камы; предложил соединить Волгу с Доном и начать строительство Военно-Грузинской дороги; рекомендовал расширить черноморские порты: Одессу, Николаев, Херсон, Севастополь, Феодосию и Керчь; и предложил начать разработку природных богатств Кавказа и Крыма. В целом, по завершению командировки А.А. Бетанкур сделал вывод, что существующие пути сообщения Российской империи находятся в неудовлетворительном состоянии.

При содействии Бетанкура губернатором А.Н. Барановым была составлена докладная записка правительству: «Проект о устроении путевого сообщения на южном берегу и нагорной части Таврического полуострова». К записке было приложено большое количество чертежей, включая 6 планов дорог по Крыму, что показывает, какая была проделана огромная работа. Чертежи и планы дорог помогал составлять Филипп Федорович Эльсон (1793-1867), который в то время исполнял должность Первого архитектора на Южном берегу Крыма.

Позднее, граф Михаил Семенович Воронцов (1782-1856), генералгубернатор Новороссийского края, отмечал, что для благоустройства и развития Крыма необходимо построить новую дорогу между ЮБК и столицей Крыма, справедливо считая, что эта «дорога должна была открыть все места Южного берега, могущие быть обрабатываемыми».

Материалы и документы из архива графа М.С. Воронцова служат подтверждением, что первый проект дороги, соединяющей ЮБК с Симферополем, был составлен под руководством Главного директора путей сообщения инженера А.А. Бетанкура.

Краткая история строительства дорог на ЮБК

История свидетельствует, что дороги в XVIII веке в Крыму были ужасными. Князь Григорий Александрович Потемкин-Таврический (1739-1791) при подготовке визита Екатерины II на полуостров был первым, кто обратил на это внимание. По его приказу по всему маршруту путешествия императрицы в Крым были обследованы почти все существующие проезжие дороги. Многие из них были расширены, укреплены, отремонтированы и благоустроены с тем, чтобы создать наиболее комфортные условия проезда огромной кареты государыни и экипажей ее многочисленной свиты. К сожалению, денег и времени на строительство полноценной и удобной дороги к ЮБК у Григория Потемкина не хватило, потому Екатерина II доехала только до перевала и Байдарских ворот.

Внук Екатерины II, император Александр I, прибывший в Крым в 1818 году, был поражен «трудностями проезда и отсутствием элементарных удобств цивилизации», поэтому он лично приказал приступить к строительству современной по тому времени сухопутной дороги к Южному

берегу Черного моря. Для реализации поставленной задачи на полуостров был направлен Главный директор Управления путей сообщения Августин де Бетанкур. В результате командировки гениального инженера-строителя было разработано шесть различных проектов дорог. Однако для воплощения в жизнь хотя бы одного из шести названных проектов не хватало чьей-либо личной заинтересованности, и таким человеком стал граф М.С. Воронцов, который в 1823 году приобрел земельный участок в Алупке. Дороги были нужны ему для возведения своей летней резиденции, включавшей комплекс жилых, хозяйственных и парковых построек. Стройка длилась несколько лет: с 1828-1848 гг., а началось co строительства дороги в 1824 году, уже после смерти Бетанкура, и строилась она более десяти лет, в несколько этапов. Участок от Симферополя до Алушты был завершен в 1826 году. Затем дорога соединила Алупку и Ялту, а устройство участка между Алуштой и Ялтой началось только в 1832 году. Позже, через пять лет, была проведена дорога на перевал к Байдарским воротам.

Планета Бетанкур

В наше время, 9 октября 1978 года, сотрудник Крымской астрофизической обсерватории, расположенной в поселке «Научный» в Бахчисарайском районе Республики Крым, Журавлёва Людмила Васильевна открыла между Марсом и Юпитером новую малую планету, получившую порядковый номер 11446. По просьбе Учёного Совета государственного Университета Петербургского путей сообщения Императора Александра I этой планете 14 июня 2003 года присвоили имя Бетанкур. Международное сообщество полностью поддержало название планеты, увековечив тем самым имя гениального испанского инженера и ученого, подарившего свой талант России.

Мост Бетанкура

В память о гениальном инженере новый неразводной вантовый мост в России, открытый в Санкт-Петербурге в мае 2018 года, символично назван его именем — «Мост Бетанкура».

Выводы

1. Инженер Августин де Бетанкур сыграл особую роль в окружении Александра I. Реализация крупнейших инженерно-технических проектов Бетанкура при личном покровительстве императора позволила укрепить могущество страны и сделать первый шаг к созданию огромной сети водно-, сухопутно- и железных дорог в Российской империи. 2. Опыт Августина Бетанкура, выдающегося инженера, архитектора и педагога, можно и нужно использовать сегодня. Предстоит большая научно-исследовательская работа по изучению наследия Бетанкура, включая материалы, подготовленные им по результатам командировки в Крым. Необходимо внимательно изучить и оценить докладную записку правительству: «Обзор различных вопросов, касающихся путей сообщения России».

3. Вклад Бетанкура в становление российского высшего инженерного образования поистине велик. В настоящее время в России следует вернуться к основам преподавания инженерных и технических наук, которые были разработаны и использованы Бетанкуром в 1809 году в Институте Корпуса инженеров путей сообщения в Санкт-Петербурге. Отличительной особенностью предложенной Бетанкуром системы образования являлось сочетание фундаментальной, общеинженерной и специальной подготовки будущих инженеров.

4. Необходимо расширить, и, возможно, закрепить законодательно на самом высоком уровне, взаимодействие ВУЗов с архивами и библиотеками, сохраняющими документы и редкие издания, изучение которых позволяет установить факты прошедшего времени, оценить деятельность прежних поколений и их влияние на день сегодняшний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Российский государственный военно-исторический архив (РГВИА), ф.35, оп.4, д.108. О построении в Москве Экзерциргауза, 1817-1818 гг.
- [2] Betancourt A. Description de d'exercice de Moscou: St.Peterburg, 1819.
- [3] Егорова О.В. Московский Манеж. Прошлое и настоящее: М.: Аванглион, 2006. 131 С.
- [4] Егорова О.В. Бетанкур в Москве: Испанский альманах. История и современность. Выпуск 2, под ред. Пожарской С.П.: М., Наука, 2010. С. 290-299.
- [5] Egorova Olga Vladimirovna. Agustin de Betancourt. Secretos cubanos de un ingeniero hispano-ruso. Le Canarien Ediciones, 2018. 118 C.
- [6] Egorova Olga Vladimirovna. El Picadero de Moscú, obra de Agustín de Betancourt: Fundación Juanelo Turriano, 2019. 156 C.
- [7] Российский государственный военно-исторический архив (РГВИА), ф.489, опись1, ед. хр. 7062. Личное дело (послужной список) Генерал-Майора А. Бетанкура.
- [8] Cioranesco, Alejandro. Agustin de Betancourt. Su obra tecnica y científica: de Tenerife, Instituto de Estadios Canasrios, 1965.

- [9] Боголюбов А.Н., Павлов В.Е., Филатов Н.Ф. Августин Бетанкур (1758-1824). Ученый, инженер, архитектор, градостроитель: Нижний Новгород, 2002. 219 С.
- [10] Архипова Е.Н. Друзья и знакомые А.С. Пушкина в доме Ришельё: Пилигримы Крыма-97 (Путешествия по Крыму, путешественники о Крыме): Междунар. науч. конф., Крым, Алупка, Воронцовский дворец, 16-18 мая 1997.
- [11] Пальчикова. «Из истории строительства южнобережной дороги». Сборник научных трудов. Дмитриевские чтения VI - История Южного берега Крыма, Ялта, 2002. С. 40-46
- [12] M. Hernandez, J.L. Prieto. Materiales de historia de la ciencia. Un nuevo sistema de navigacion interior: La Oratavo. Tenerife. 2003. 99 C.
- [13] Rafael Lopez Garcia, Emilio Bautista Paz (edt). Figuras ilustres de la ingenieria mecanica en Espsnia: UJA Editorial. 2018. 215 C.

O.V. Egorova

THE ENGINEER AGUSTIN BETANCOURT AND HIS "PROJECT ON THE ARRANGEMENT OF THE ROAD COMMUNICATION TO THE SOUTH COAST OF THE CRIMEA"

V.I. Vernadsky Crimean Federal University, Russia

Abstract

Based on the study of archival documents, the article presents little-known information about the business trip of Lieutenant-General Agustin de Betancourt to the Crimea. It is known that in 1808, at the personal invitation of the Emperor of Russia Alexander I, the brilliant Spanish engineer Betancourt came to St. Petersburg with his family and was admitted to the Russian military service. In 1818, Agustin Betancourt was appointed the Chief Director of the Transport Communication Department, and in 1820 he was sent to the South of Russia to inspect the Crimean Mountains and the South Coast of the Black Sea. According to the results of this business trip, a memorandum to the government "Project on the Arrangement of the Road Communication to the South Coast of the Coast of the Crimea and the Nagorny Part of the Tauride Peninsula" was drawn.

REFERENCES

[1] Russian State Military Historical Archive (RGVIA), f.35, op.4, d.108. On the construction of the Exercise in Moscow, 1817-1818. (rus)

- [2] Betancourt A. Description de d'exercice de Moscou: St.Peterburg, 1819.
- [3] Egorova O.V. Moscow Manege. Past and present: M.: Avanglion. 2006.(rus.)
- [4] Egorova O.V. Betancourt in Moscow: Spanish Almanac. History and the present. Issue 2, ed. by Pozharskaya S.P.: Moscow, Nauka, 2010. C.(rus.)
- [5] Egorova Olga Vladimirovna. Agustin de Betancourt. Secretos cubanos de un ingeniero hispano-ruso. Le Canarien Ediciones, 2018.
- [6] Egorova Olga Vladimirovna. El Picadero de Moscú: obra de Agustín de Betancourt. Fundación Juanelo Turriano, 2019.
- [7] Russian State Military Historical Archive (RGVIA), f.489, inventory1, fid. 7062. Personal file (service record) of Major-General A. Betancourt. (rus.)
- [8] Cioranesco, Alejandro. Agustin de Betancourt. Su obra tecnica y científica: de Tenerife, Instituto de Estadios Canasrios, 1965.
- [9] Bogolyubov A.N., Pavlov V.E., Filatov N.F. Augustin Betancourt (1758-1824). Scientist, engineer, architect, urban planner: Nizhny Novgorod, 2002. (rus.)
- [10] Arkhipova E.N. Friends and acquaintances of A.S. Pushkin in the house of Richelieu. (rus.)
- [11] Palchikova. "From the history of the construction of the south bank road". Collection of scientific works. Dmitriev readings VI - History of the South Coast of Crimea, Yalta, 2002 (rus.)

МЕХАНИКА МАШИН
ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-520

П.А. Андриенко¹, Д.П. Козликин², А.В. Хисамов³

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПОСОБОВ СБОРКИ ГРУППЫ ВВВ ПРИ ГЕОМЕТРИЧЕСКОМ АНАЛИЗЕ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ



¹Павел Александрович Андриенко, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия,Санкт-Петербург Тел.: (812) 297-4845, E-mail: <u>andrienko-p@mail.ru</u>

²Денис Петрович Козликин, к.т.н., доцент Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел. +7 (812) 297-4845, E-mail: <u>kozlikindenis@gmail.com</u> ³Хисамов Андрей Владимирович,



Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812)297-4845, E-mail: andrey@khis.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы, связанные с математическим выбором способа сборки группы ВВВ в плоских рычажных механизмах. Приводится обоснование выбора знака тригонометрических функций относительного угла в структурной группе. Приведенные рассуждения позволят однозначно выбирать угол между звеньями внутри диады ВВВ.

Ключевые слова: структурный анализ механизмов, геометрический анализ плоских рычажных механизмов, структурная группа Ассура, группа ВВВ.

Введение

При геометрическом расчете плоских рычажных механизмов, действуют по определенному алгоритму, основанному на размыкании графа механизма и приведении его к виду открытой кинематической цепи типа «дерево». Этот алгоритм довольно подробно рассмотрен во многих учебных и научных изданиях, в том числе и СПбПУ [1-22]. Результатом применения этого алгоритма является составление и решение уравнений геометрического анализа механизма (групповых уравнений).

Рассмотрим для примера механизм шарнирного четырехзвенника, схема которого приведена на рис. 1.



Рис. 1. Схема механизма шарнирного четырехзвенника

Система групповых уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} x_A + l_2 \cos \varphi_2 = x_C + l_3 \cos \varphi_3; \\ y_A + l_2 \sin \varphi_2 = y_C + l_3 \sin \varphi_3. \end{cases}$$
(1)

Размыкание графа произведено в шарнире В (рис. 2).



Рис. 2. Схема механизма с размыканием в шарнире В

В уравнениях (1) заданными являются размеры звеньев l_2 и l_3 и координаты точек *A* и *C*; неизвестными являются выходные координаты φ_2 и φ_3 .

Решают систему уравнений (1), как правило, следующим способом: переносят слагаемые, содержащие неизвестные ϕ_2 и ϕ_3 в одну сторону, а остальные слагаемые – в другую:

$$\begin{cases} l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3 = x_C - x_A; \\ l_2 \sin \varphi_2 - l_3 \sin \varphi_3 = y_C - y_A. \end{cases}$$
(2)

После этого возводят в квадрат и складывают соответствующие части уравнений (2):

$$(l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3)^2 + (l_2 \sin \varphi_2 - l_3 \sin \varphi_3)^2 = (x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2.$$

В итоге получается выражение, соответствующее теорему косинусов для треугольника *ABC* (рис. 3).

$$l_{2}^{2} + l_{3}^{2} - 2 \cdot l_{2} \cdot l_{3} \cdot \cos(\varphi_{3} - \varphi_{2}) = AC^{2}.$$
 (3)

При этом отметим, что $\phi_3 = \phi_2 + \phi_{23}$.



Рис. 3. Треугольник АВС на схеме механизма

Из выражения (3) определяется $\cos \varphi_{23}$:

$$\cos\varphi_{23} = \frac{l_2^2 + l_3^2 - AC^2}{2l_2 l_3},\tag{4}$$

а затем и $\sin \phi_{23}$:

$$\sin \varphi_{23} = \pm \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{23}} = M \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_{23}};$$
где $M = \pm 1$.

Известно, что одному значению входной обобщенной координаты q соответствуют два решения, из которых надо оставить одно, а второе отбросить. Для этого надо выбрать нужный знак синуса угла φ_{23} . Причем сделать это надо всего лишь один раз, и для любого положения механизма этот знак сохраняется.

Два решения можно найти и чисто графически, если провести дугу окружности радиуса *АВ* из центра *А* до пересечения с дугой *CB*, проведенной из центра *C* (рис. 4).



Рис. 4. Два сборки группы ВВВ

Механизм не может перескочить из одной конфигурации в другую. Для того, чтобы это произошло, надо разобрать механизм, переставить звенья и собрать механизм снова. Поэтому такие конфигурации механизма называют *сборками*.

Способ сборки для дальнешего геометрического исследования назначается следующим образом. Условно было принято, что положение группы типа BBB, при котором обход шарниров в последовательности $A \rightarrow B \rightarrow C$ происходит *против часовой стрелки*, соответствует способу сборки M = +1 (положение AB^*C на рис. 4); при обходе этих же шарниров *по часовой стрелке* способ сборки M = -1 (положение ABC на рис. 4).

Методы

Однако, приведенный выше (и наиболее часто используемый) способ проведения геометрического расчета для подобного механизма с группой ВВВ имеет ряд нюансов. Если использовать его исключительно формально (выбирать знак руководствуясь только направлением обхода «пассивных» шарниров $A \rightarrow B \rightarrow C$), он безусловно дает результат. Но при этом во многом теряется методология использования самого способа геометрического анализа, построенного на размыкании кинематической цепи.

В самом деле, не ясно, имеет ли значение точка разрыва цепи (*A* или *B*). Кроме того, из тригонометрии известно, что

$$\cos\alpha = \cos(2\pi - \alpha), \tag{5}$$

а это означает, что даже $\cos \varphi_{23}$ (т.е. фактический угол между звеньями 2 и 3) в выражении (4) мы не можем найти однозначно.

Для получения однозначного описания сборок механизма шарнирного четырехзвенника обратимся к часто используемому при кинематическом анализе методу построения замкнутого векторного контура механизма [5, 6, 13], а также к способу геометрического расчета механизмов промышленных роботов [6, 23, 24].

Итак, изобразим граф механизма шарнирного четырехзвенника и разомкнем его между структурными группами, приведя к открытому виду (рис. 5 *а* и б).





а) граф механизма шарнирного четырехзвенника

б) разомкнутый граф механизма шарнирного четырехзвенника

Рис. 5. Размыкание графа механизма

Свяжем с каждым подвижным звеном систему координат таким образом, чтобы орт i был направлен вдоль звена. Начало координат для каждого звена находится в кинематической паре, контактирующей с предыдущим (по графу) звеном. Это означает, что для звеньев 1 и 3, вращающихся относительно стойки, эти орты должны быть направлены от центров вращения, а для звена 2 – в точке *B*. Орты k для всех звеньев должны быть коллинеарны. В точке *O* введем неподвижную систему координат (рис. 6).



Рис. 6. Системы координат для случая размыкания в шарнире А

Для получения уравнений геометрического анализа в этом случае необходимо составить выражения для радиус-вектора точки *А* в неподвижной системе координат для каждой из ветвей разомкнутого графа (рис. 5, *б*), а затем их приравнять.

Очевидно, что для первой ветви графа для получения радиус-вектора точки A в неподвижной системе координат достаточно спроецировать оси подвижной системы первого звена $O_1x_1y_1z_1$ на оси неподвижной системы $O_0x_0y_0z_0$. Т.к. оси O_1z_1 и O_0z_0 сонаправлены, а механизм – плоский, потребуется матрица поворота вида

$$P_{1z}(q) = egin{pmatrix} \cos(q) & -\sin(q) \ \sin(q) & \cos(q) \end{pmatrix}.$$

Тогда радиус-вектор точки $A \mathbf{r}_{1A}^{(0)}$ в неподвижной системе координат для первой ветви графа можно записать в виде:

$$\mathbf{r}_{1A}^{(0)} = \begin{pmatrix} x_{1A}^{(0)} \\ y_{1A}^{(0)} \end{pmatrix} = P_{1z}(q) \cdot \mathbf{r}_{1A}^{(1)} = \begin{pmatrix} \cos(q) & -\sin(q) \\ \sin(q) & \cos(q) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} l_1 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_1 \cdot \cos(q) \\ l_1 \cdot \sin(q) \end{pmatrix}, \tag{6}$$

где $\mathbf{r}_{1A}^{(1)} = \begin{pmatrix} l_1 \\ 0 \end{pmatrix}$ -радиус-вектор точки A в подвижной системе координат

первого звена.

Радиус-вектор точки $A \mathbf{r}_{2A}^{(0)}$ в неподвижной системе координат для второй ветви графа можно записать в виде:

$$\mathbf{r}_{2A}^{(0)} = \begin{pmatrix} x_{2A}^{(0)} \\ y_{2A}^{(0)} \end{pmatrix} = \mathbf{r}_{2C}^{(0)} + P_{2z}(\phi_3) \cdot \mathbf{r}_{2C}^{(3)} + P_{23z}(\phi_{23}) \cdot \mathbf{r}_{2A}^{(2)},$$
(7)

31

где $\mathbf{r}_{2C}^{(0)} = \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \end{pmatrix}$ -радиус-вектор точки *C* в неподвижной системе координат, $\mathbf{r}_{2C}^{(3)} = \begin{pmatrix} l_3 \\ 0 \end{pmatrix}$ -радиус-вектор точки *C* в подвижной системе координат третьего звена, $\mathbf{r}_{2A}^{(2)} = \begin{pmatrix} l_2 \\ 0 \end{pmatrix}$ -радиус-вектор точки *A* в подвижной системе координат

второго звена.

Матрица поворота между подвижной системой третьего звена $O_3 x_3 y_3 z_3$ и неподвижной системой координат $O_0 x_0 y_0 z_0$ будет иметь вид

$$P_{2z}(\varphi_3) = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_3) & -\sin(\varphi_3) \\ \sin(\varphi_3) & \cos(\varphi_3) \end{pmatrix}.$$

Матрица поворота между подвижными системами координат третьего звена $O_3 x_3 y_3 z_3$ и второго звена $O_2 x_2 y_2 z_2$ будет иметь вид

$$P_{23z}(\varphi_{23}) = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_{23}) & -\sin(\varphi_{23}) \\ \sin(\varphi_{23}) & \cos(\varphi_{23}) \end{pmatrix}.$$

Тогда после подстановки всех элементов выражение (7) примет вид:

$$\mathbf{r}_{2A}^{(0)} = \begin{pmatrix} x_{2A}^{(0)} \\ y_{2A}^{(0)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_C \\ y_C \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos(\varphi_3) & -\sin(\varphi_3) \\ \sin(\varphi_3) & \cos(\varphi_3) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ + \begin{pmatrix} \cos(\varphi_{23}) & -\sin(\varphi_{23}) \\ \sin(\varphi_{23}) & \cos(\varphi_{23}) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} l_2 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_C + l_3 \cdot \cos(\varphi_3) + l_2 \cdot \cos(\varphi_{23}) \\ y_C + l_3 \cdot \sin(\varphi_3) + l_2 \cdot \sin(\varphi_{23}) \end{pmatrix}.$$
(8)

Очевидно, что, приравняв выражения (6) и (8), мы получим уравнения геометрического анализа:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos(q) = x_C + l_3 \cdot \cos(\varphi_3) + l_2 \cdot \cos(\varphi_{23}) \\ l_1 \cdot \sin(q) = y_C + l_3 \cdot \sin(\varphi_3) + l_2 \cdot \sin(\varphi_{23}) \end{cases}$$
(9)

Но здесь стоит обратить особое внимание на то, каким является угол φ_{23} . Изобразим его на рис. 7. Он должен определяться как угол между ортами $\overline{i_3}$ и $\overline{i_2}$, причем отмеряемый от $\overline{i_3}$ до $\overline{i_2}$ в направлении против часовой стрелки.



Рис. 7. Изображение угла ϕ_{23} в первой сборке группы ВВВ

Очевидно, что показанный угол ϕ_{23} является внешним по отношению к треугольнику *ABC*, рассмотренному на рис. 3.

Проведя аналогичные рассуждения для альтернативной сборки механизма, показанной на рис. 4, получим угол φ_{23} , показанный на рис. 8.



Рис. 8. Изображение угла ϕ_{23} во второй сборке группы ВВВ

Здесь видно, что угол φ_{23} напрямую не связан с треугольником *ABC*. Но при этом углы между звеньями 2 и 3 в разных сборках подчиняются выражению (5). Это означает, что значения $\cos \varphi_{23}$ у них будут одинаковы, а значения $\sin \varphi_{23}$, будут иметь противоположные знаки.

Рассмотрим теперь ситуацию, когда контур механизма размыкается во внутренней кинематической паре группы BBB, т.е. в точке *B* (рис. 9, *a* и 9, δ). Именно она описана во введении данной статьи.



а) граф механизма шарнирного четырехзвенника

 б) разомкнутый граф механизма шарнирного четырехзвенника

Рис. 9. Размыкание графа механизма в точке В

Повторим все наши действия, начиная с введения систем координат для звеньев (рис. 10).



Рис. 10. Системы координат для случая размыкания в шарнире В

Уравнения геометрического анализа для этой ситуации приведены выше, поэтому обратим внимание сразу на угол φ_{23} между 2 и 3 звеньями. Рассмотрим на рис. 11 ситуацию для «отрицательной» сборки.

На предыдущем этапе рассуждений мы установили, что математически для корректных расчетов угол между звеньями 2 и 3 должен отсчитываться от «положительного» направления звена 3 в направлении против часовой стрелки до «положительного» направления звена 2. И это полностью соответствует выражениям (2)-(4). Но при этом с углом в треугольнике *ABC* этот угол связан выражением (5).



Рис. 11. Изображение угла ϕ_{23} для «отрицательной» сборки группы ВВВ

На рис. 12 приведен угол ϕ_{23} для «положительной» сборки группы ВВВ.



Рис. 12. Изображение угла ϕ_{23} для «положительной» сборки группы ВВВ

Видно, что только он и окажется углом в треугольнике *ABC*.

Результаты приведенных рассуждений позволяют однозначно определить при геометрическом расчете внутренний угол между звеньями в диаде BBB. Отдельно надо сказать и о том, что изложенная методика дает результат независимо от того, в какой подвижной точке разбивается векторный контур механизма. Например, «положительная» и «отрицательная» сборки, показанные на рис. 4, являются таковыми только при разбиении в точке *B*.

Заключение

Одним из важных результатов данной статьи является возможность аргументированного выбора внутреннего угла между звеньями в диаде BBB. Кроме того, изложенная методика основана на методах, 35

используемых в преподавании дисциплины ТММ в СПбПУ, и является их логическим продолжением. Более того, универсальность изложенной методики позволяет применить ее и для группы ВВП плоских рычажных механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Андриенко П.А. Механика механизмов и машин. Структурный, геометрический и кинематический анализ механизмов : учеб. пособие / П.А.Андриенко, А.Н.Евграфов, Д.П.Козликин. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. 92 с.
- [2] Андриенко П.А., Евграфов А.Н., Козликин Д.П., Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Использование элементов теории графов для структурного анализа механизмов. Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. № 11. С. 41-58.
- [3] Андриенко П.А., Козликин Д.П. Теория механизмов и машин. Структурный, геометрический и кинематический анализ механизмов. -- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2019.-27 с.
- [4] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Semenov Y.A., Semenova N.S. Graph-based structural analysis of kinetic art mechanisms on the example of a moving horse mechanism. Mechanisms and Machine Science (book series). 2022. T. 108 MMS. C. 141-149.
- [5] Евграфов А.Н., Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Проектирование цикловой машины в курсе ТММ. Санкт-Петербург, 2021.
- [6] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин : учебник / А.Н.Евграфов, М.З.Коловский, Г.Н.Петров. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. – 248 с.
- [7] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Геометрический и кинетостатический анализ плоских рычажных механизмов второго класса. Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 2 (2). С. 50-63.
- [8] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V., Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag Heidelberg New York, 2000, P. 394.
- [9] Петров Г.Н., Терешин В.А., Хлебосолов И.О. Теория механизмов и машин. Расчет цикловых машин: учеб. пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2019. – 44 с.
- [10] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Геометрический анализ плоских рычажных механизмов. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. № 3. С. 157-167.
- [11] Semenov Y.A., Semenova N.S. Features geometric analysis of planar mechanisms. International Review of Mechanical Engineering. 2018. T. 12. № 5. C. 430-436.

- [12] Semenov Yu. A., Semenova N. S. Study of Mechanisms with Allowance for Friction Forces in Kinematic Pairs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 169-180.
- [13] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терёшин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2011. № 2 (123). С. 170-176.
- [14] Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / [Г.А.Тимофеев и др.]; под ред. Г.А.Тимофеева. – 8-е изд. перераб. и доп. – Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. – 566 [2] с. : ил.
- [15] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the Self-braking Effect of Linkage Mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-128.
- [16] Evgrafov A., Kozlikin D. (2014) Leonid Assur (1878–1920). In: Ceccarelli M. (eds) Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science. History of Mechanism and Machine Science, vol 26. Springer, Dordrecht
- [17] Евграфов, А. Н. Вклад М. З. Коловского в теорию механизмов и машин = Contribution of M. Z. Kolovsky to theory of mechanisms and machines / А. Н. Евграфов, В. И. Каразин 10.18721/JEST.25215 // Научно-технические ведомости СПбПУ. Сер.: Естественные и инженерные науки = St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology / Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. 2019. Т. 25, № 2. С. 183-191. ISSN 2542-1239.
- [18] Андриенко П.А., Козликин Д.П. Машины и механизмы Леонардо Да Винчи. Теория механизмов и машин. 2005. Т. 3. № 2 (6). С. 95.
- [19] Evgrafov A.N., Andrienko P.A. The role of St.-Petersburg scientists of the XVIII-XIX centuries in the development of machines and mechanisms science. International Review of Mechanical Engineering. 2016. T. 10. № 5. C. 312-321.
- [20] Андриенко П.А., Евграфов А.Н. Вклад ученых Санкт-Петербурга XVIII-XIX веков в развитие теории механизмов и машин. Научнотехнические ведомости СПбГПУ, Санкт-Петербург, 2016. №4 (254). С. 126-140. ISSN 1994-2354.
- [21] Кикин А. Основы анализа и синтеза плоских рычажных механизмов. Кинематика механизмов. LAP LAMBERT Academic Publishing. 2017. ISBN 978-620-2-05067-8
- [22] Синтез плоских рычажных механизмов на ЭВМ Кикин А.Б. монография / А. Б. Кикин ; М-во образования Рос. Федерации, С.-Петерб. гос. ун-т технологии и дизайна. СПб., 2003.

- [23] Grübler M. Gegtriebelehre. Eine Theorie des Zwanglaufes und der ebene Mechanismen. Berlin: Springer-Verlag, 1917
- [24] Семенова Н.С., Семенов Ю.А. Теория механизмов и машин. исследование промышленного робота. Санкт-Петербург, 2019.
- [25] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Санкт-Петербург, 2015. Том Часть 1.

P.A. Andrienko, D.P. Kozlikin, A.V. Khisamov

MATHEMATICAL DETERMINATION OF THE ASSEMBLY METHODS OF THE RRR GROUP IN THE GEOMETRIC ANALYSIS OF FLAT LEVER MECHANISMS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers issues related to mathematical choice of RRR group assembly method in planar lever mechanisms. A justification for the choice of the sign of trigonometric functions of the relative angle in the structural group is given. The given reasoning allows to unambiguously choose the angle between the links within the RRR dyad.

Key words: structural analysis of mechanisms, geometrical analysis of plane lever mechanisms, Assur's structural group, RRR group.

REFERENCES

- [1] Andrienko P.A. Mexanika mexanizmov i mashin. Strukturny`j, geometricheskij i kinematicheskij analiz mexanizmov : ucheb. posobie / P.A.Andrienko, A.N.Evgrafov, D.P.Kozlikin. SPb.: POLITEX-PRESS, 2022. 92 s.
- [2] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Semenov Yu.A., Semenova N.S. Ispol`zovanie e`lementov teorii grafov dlya strukturnogo analiza mexanizmov Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. 2022. № 11. S. 41-58.
- [3] Andrienko P.A., Kozlikin D.P. Teoriya mexanizmov i mashin. Strukturny`j, geometricheskij i kinematicheskij analiz mexanizmov. --SPb.: Izd-vo Politexn. un-ta, 2019.-27 s.
- [4] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Semenov Y.A., Semenova N.S. Graph-based structural analysis of kinetic art mechanisms on the example of a moving horse mechanism. Mechanisms and Machine Science (book series). 2022. T. 108 MMS. S. 141-149.

- [5] Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Semenova N.S. Proektirovanie ciklovoj mashiny` v kurse TMM. Sankt-Peterburg, 2021.
- [6] Evgrafov A.N. Teoriya mexanizmov i mashin : uchebnik / A.N.Evgrafov, M.Z.Kolovskij, G.N.Petrov. SPb.: POLITEX-PRESS, 2020. 248 s.
- [7] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Geometricheskij i kinetostaticheskij analiz ploskix ry`chazhny`x mexanizmov vtorogo klassa. Teoriya mexanizmov i mashin. 2003. T. 1. № 2 (2). S. 50-63.
- [8] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V., Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag Heidelberg New York, 2000, P. 394.
- [9] Petrov G.N., Tereshin V.A., Xlebosolov I.O. Teoriya mexanizmov i mashin. Raschet ciklovy`x mashin: ucheb. posobie. – SPb.: Izd-vo Politexn. un-ta, 2019. – 44 s.
- [10] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Geometricheskij analiz ploskix ry`chazhny`x mexanizmov. Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. 2013. № 3. S. 157-167.
- [11] Semenov Y.A., Semenova N.S. Features geometric analysis of planar mechanisms. International Review of Mechanical Engineering. 2018. T. 12. № 5. S. 430-436.
- [12] Semenov Yu. A., Semenova N. S. Study of Mechanisms with Allowance for Friction Forces in Kinematic Pairs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 169-180.
- [13] Khrustitskii A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of spatial hexahedral with redundant links. Scientific and Technical Vedomosti of the St. Petersburg State Polytechnical University. 2011. № 2 (123). Pp. 170-176.
- [14] Teoriya mexanizmov i mexanika mashin: uchebnik dlya vuzov /
 [G.A.Timofeev i dr.]; pod red. G.A.Timofeeva. 8-e izd. pererab. i dop. –
 Moskva : Izdatel`stvo MGTU im. N.E`.Baumana, 2017. 566 [2] s. : il.
- [15] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the Self-braking Effect of Linkage Mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-128.
- [16] Evgrafov A., Kozlikin D. (2014) Leonid Assur (1878–1920). In: Ceccarelli M. (eds) Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science. History of Mechanism and Machine Science, vol 26. Springer, Dordrecht
- [17] Evgrafov, A. N. Vklad M. Z. Kolovskogo v teoriyu mexanizmov i mashin = Contribution of M. Z. Kolovsky to theory of mechanisms and machines / A. N. Evgrafov, V. I. Karazin 10.18721/JEST.25215 // Nauchnotexnicheskie vedomosti SPbPU. Ser.: Estestvenny`e i inzhenerny`e nauki = St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology / Sankt-Peterburgskij politexnicheskij universitet Petra Velikogo. 2019. T. 25, № 2. S. 183-191. ISSN 2542-1239.

- [18] Andrienko P.A., Kozlikin D.P. Mashiny` i mexanizmy` Leonardo Da Vinchi. Teoriya mexanizmov i mashin. 2005. T. 3. № 2 (6). S. 95.
- [19] Evgrafov A.N., Andrienko P.A. The role of St.-Petersburg scientists of the XVIII-XIX centuries in the development of machines and mechanisms science. International Review of Mechanical Engineering. 2016. T. 10. № 5. S. 312-321.
- [20] Andrienko P.A., Evgrafov A.N. Vklad ucheny`x Sankt-Peterburga XVIII-XIX vekov v razvitie teorii mexanizmov i mashin. Nauchno-texnicheskie vedomosti SPbGPU, Sankt-Peterburg, 2016. №4 (254). S. 126-140. ISSN 1994-2354.
- [21] Kikin A. Osnovy` analiza i sinteza ploskix ry`chazhny`x mexanizmov. Kinematika mexanizmov. LAP LAMBERT Academic Publishing. 2017. ISBN 978-620-2-05067-8
- [22] Sintez ploskix ry`chazhny`x mexanizmov na E`VM Kikin A.B. monografiya / A. B. Kikin ; M-vo obrazovaniya Ros. Federacii, S.-Peterb. gos. un-t texnologii i dizajna. SPb., 2003.
- [23] Grübler M. Gegtriebelehre. Eine Theorie des Zwanglaufes und der ebene Mechanismen. – Berlin: Springer-Verlag, 1917
- [24] Semenova N.S., Semenov Yu.A. Teoriya mexanizmov i mashin. issledovanie promy`shlennogo robota. Sankt-Peterburg, 2019.
- [25] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Teoriya mexanizmov i mashin v primerax i zadachax. Sankt-Peterburg, 2015. Tom Chast` 1.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-521

П.А. Андриенко¹, А.Н. Евграфов², В.И. Каразин³, Д.П. Козликин⁴, А.В. Хисамов⁵, И.О. Хлебосолов⁶

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЯВЛЕНИЙ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ УСКОРЕНИЙ С ПЕРЕМЕННОЙ ГАРМОНИЧЕСКОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ



¹Павел Александрович Андриенко, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия,Санкт-Петербург Тел.: (812) 297-4845, E-mail: <u>andrienko-p@mail.ru</u> ²Александр Николаевич Евграфов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, Санкт-Петербург, Тел.: (812)297-4845, E-mail: <u>alexevgrafov@mail.ru</u>



³Владимир Игоревич Каразин, д.т.н., профессор Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7 (812) 297-4845, E-mail: tmm-russia@mail.ru



⁴Денис Петрович Козликин, к.т.н., доцент Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел. +7 (812) 297-4845, E-mail: <u>kozlikindenis@gmail.com</u> ⁵Хисамов Андрей Владимирович, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)297-4845, E-mail: andrey@khis.ru





⁶Игорь Олегович Хлебосолов, к.т.н., доцент Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7 (812) 297-4845, E-mail: <u>khlebosolov@mail.ru</u>

Аннотация

В статье рассматривается возможность использования резонансных виброротационном (виброфуге). явлений на стенде В частности возможность увеличения диапазаона доказывается испытательного воздействия при задании вибрации. Указывается на возможность использования авторезонансного режима работы.

Ключевые слова: центробежный стенд, виброфуга, электродинамический вибростенд, комбинированное воздействие, резонансная система, авторезонанс.

Введение

Исследование относится к решению вопросов испытания приборов в лабораторных условиях на постоянное и переменное силовое воздействие. Центрифуги имеют значительное преимущество по сравнению поступательными стендами линейных ускорений. На ротационной системе время вращения, обеспечивающего нормальное ускорение, не ограничено, а следовательно, испытания могут длиться столько времени, сколько требуется для получения запланированного результата. Гармоническое воздействие, накладываемое на нормальное линейное ускорение, можно получить с помощью дополнительного устройства, размещенного на роторе центрифуги и снабженного собственным независимым приводом. Обзор различных средств, пригодных для получения указанного воздействия достаточно широко представлен в литературе [1-7]. Однако, успешная реализация какого-либо технического решения, обеспечивающего достаточно широкий диапазон изменения испытательного воздействия, авторам неизвестна.

Методы

Одним из наиболее перспективных технических решений воспроизведения указанного выше комбинированного воздействия является использование резонансной системы. Главным достоинством этого метода является малая энергоемкость и возможность расширения диапазона амплитудно-частотного воздействия без дополнительных затрат.

Оценим возможность испытаний для трех групп параметров, указанных в таблице.

Таолица 1.					
Группа параметров	Размерность	1	2	3	Обозначения
Macca	КГ	20	100	500	m
Линейная перегрузка	м/c ²	2000	500	250	w _Л
Гармоническое виброускорение	м/c ²	500	300	150	W _B
Виброперемещение	ММ	12,5	12,5	12,5	r
Выталкивающая сила вибратора	кН		13,2		P
Заданный диапазон частот	Гц		10-2000		f

Таблица 1.

Линейная перегрузка создается при вращении ротора центрифуги с угловой скоростью ω , а центр масс объекта испытаний располагается на расстоянии R от оси вращения:

$$w_{\pi} = R\omega^2. \tag{1}$$

Реализацию линейной перегрузки, как уже указывалось выше, достаточно просто удается получить на центробежных стендах (центрифугах). Как видно из формулы (1) достаточно выбрать расстояние R и угловую скорость ω . Данному вопросу посвящено большое число работ [8, 9].

Далее будем говорить только о получении переменной составляющей испытательного воздействия. Виброперемещение l, виброускорение W_B и круговая частота V связаны между собой известной зависимостью:

$$r = \frac{w_B}{v^2} = \frac{w_B}{4\pi^2 f^2}.$$
 (2)

Подставляя в формулу (2) значения из таблицы 1, видно, что максимальным значениям виброускорений на малых частотах соответствуют большие значения виброперемещений, а на больших частотах для достижения r_{max} требуется виброускорение W_B , значительно превышающее его максимальное значение ($W_B \gg W_{B_{\text{max}}}$).

Поэтому следует рассматривать два диапазона: в первом диапазоне ориентируемся на r_{max} , а на втором — на $W_{B\text{max}}$. Граница этих зон соответствует частотам:

$$v_{\Gamma P} = \sqrt{\frac{w_{B\max}}{r_{\max}}}.$$
(3)

Подставляя данные из таблицы 1 имеем:

$$v_{IIITP} = \sqrt{\frac{300}{12,5 \cdot 10^{-3}}} = 154,9 \frac{1}{c}, f_{IITP} = 24,7 \Gamma \mu,$$
$$v_{IIITP} = \sqrt{\frac{150}{12,5 \cdot 10^{-3}}} = 109,5 \frac{1}{c}, f_{IIITP} = 17,4 \Gamma \mu.$$

Будем использовать электродинамический вибратор для воспроизведения всего заданного диапазона частот. Выталкивающая сила *P* считается по формуле:

$$P = F\sin(\nu t + \varphi),$$

где $F = mw_B$ - амплитудное значение выталкивающей силы вибростенда, а φ - сдвиг по фазе.

$$A = \pi Fr\sin(\alpha),$$

A - работа, совершаемая за время полного колебания, α - сдвиг по фазе. При $\alpha = \frac{\pi}{2}$ *A* = πFr , а средняя мощность:

$$N = \frac{1}{2}vFr$$

Оценим изменение мощности при росте частоты вибрации. В области первого диапазона, соответствующего согласно формуле (3), зоне низких частот ($r_{max} = const$).

$$\frac{N_1^H}{N_2^H} = \frac{v_1 m \left[r_{\max} v_1^2 \right] r_{\max}}{v_2 m \left[r_{\max} v_2^2 \right] r_{\max}} = \frac{v_1^3}{v_2^3}.$$

В области второго диапазона ($w_{Bmax} = const$):

$$\frac{N_1^B}{N_2^B} = \frac{\nu_1 m w_{B \max} \frac{w_{B \max}}{\nu_1^2}}{\nu_2 m w_{B \max} \frac{w_{B \max}}{\nu_2^2}} = \frac{\nu_2}{\nu_1}.$$

Таким образом, при работе в области низких частот (первый диапазон), мощность растет с увеличением V, в области высоких частот – падает. Поэтому максимального значения она достигнет на границе:

$$N_{\max} = \frac{1}{2} v_{\Gamma P} F r_{max} = \frac{1}{2} \frac{m w_{B\max}^2}{v_{\Gamma P}}.$$
 (4)

Подставляя параметры из таблицы 1, получим максимальные значения мощностей, соответствующих каждой из ранее обозначенных групп.

$$N_{1\text{max}} = 12,5\kappa Bm, \ N_{2\text{max}} = 29,1\kappa Bm, \ N_{3\text{max}} = 36,3\kappa Bm.$$

Максимальные значения выталкивающих сил вибраторов будут соответственно:

$$P_{1\max} = 10\kappa H, P_{2\max} = 30\kappa H, P_{3\max} = 75\kappa H.$$

Сравнивая с исходно заданным значением выталкивающей силы, видим, что ее явно не хватает для решения поставленных задач.

Рассмотрим возможность использования резонансной системы, в которой, как известно происходит резкое возрастание амплитуды колебаний при заданной возмущающей силе, и заданная амплитуда колебаний обеспечивается минимальным силовым воздействием со стороны возбудителя колебаний. Также известно, что при резонансе упругие и инерционные силы взаимно уравновешиваются, а мощность вибровозбудителя расходуется на преодоление диссипативных сил [10].

Практическая реализация резонансных режимов затруднена необходимостью обеспечения соответствующей резонансной настройки, что представляет определенные конструктивные трудности. Речь идет об изменении собственной частоты системы, которая определяется значениями массы (*m*) и жесткости (*l*). Кроме того задача осложняется также и тем, что сама колебательная система, как правило, нелинейная, а это увеличивает опасность возникновения неустойчивых и физически нереализуемых режимов. Известны два варианта резонансных кривых (рис. 1) с жесткой a) и мягкой δ) нелинейностями.



а) жесткая нелинейность

 δ) мягкая нелинейность

Рис. 1. Резонансные кривые

Тот или иной вид колебательного процесса зависит от направления изменения частоты возмущения. Могут иметь место и скачкообразные изменения амплитуды колебаний.

Рассмотрим, в качестве первого приближения подвес на трех пластинчатых пружинах (рис. 2, *a*).



Рис. 2. Схема подвеса на трех пружинах

Фрагмент указанной подвески, он же и расчетная модель, представлены на рис. 2, δ . При неизменном сечении консольного подвесабалки и пренебрежимо малой ее массы, по сравнению с массой стола и объекта испытания (*m*), имеем:

$$y = \frac{F}{6EJ} \left(x^3 - 3lx^2 + 2l^3 \right),$$

где F - сила воздействующая на подвес, E - модуль Юнга, J - момент инерции сечения подвеса, l - расстояние от плоскости заделки консоли до центра масс стола, X - текущая координата вдоль консоли, y - прогиб консоли.

При x = 0, для невесомой балки:

$$v_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, v_0^2 = \frac{c}{m} = \frac{\frac{G}{y_{cm}}}{\frac{G}{g}} = \frac{g}{y_{cm}}, y_{cm} = \frac{mgl^3}{3EJ},$$

где l - жесткость консоли в направлении деформации, G - сила тяжести массы m, y_{cm} - статический прогиб консоли под действием силы тяжести G; g - ускорение свободного падения.

Учитывая, что $v = 2\pi f$ и $\Delta = r = \frac{w}{v^2}$, для $w = 500 \frac{M}{c^2}$, например, в диапазоне частот $f_1 = 1000 \Gamma \mu$ и $f_2 = 100 \Gamma \mu$ получим:

$$(v_0^2)_1 = 4 \cdot 10^7 \frac{1}{c^2}, \ \Delta_1 = r_1 = 1,28 \cdot 10^{-5} \text{ M},$$

 $(v_0^2)_2 = 4 \cdot 10^5 \frac{1}{c^2}, \ \Delta_2 = r_2 = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ M}.$

Если собственную частоту системы изменять путем регулирования длины подвеса, то:

$$c = \frac{3EJ}{l^3}, \frac{\left(v_0^2\right)_1}{\left(v_0^2\right)_2} = \frac{l_2^3}{l_1^3}, \frac{l_2}{l_1} = \sqrt[3]{100} \approx 4,65.$$

Для более широкого диапазона частот, например $f_1 = 1000 \Gamma u$ и $f_3 = 10 \Gamma u$:

$$\frac{f_1}{f_3} = \frac{1000}{10} = 100, \ \frac{c_{\text{max}}}{c_{\text{min}}} = 10^4.$$

При этом:

$$\frac{l_3}{l_1} = 10^{\frac{4}{3}} \approx 21.5$$
.

Изменение собственной частоты путем регулирования массы малоэффективно, т.к. при изменении массы в два раза собственная частота изменяется в √2 ≈ 1,4 раза.



Рис. 3. Схема подвеса трапецеидальной формы

Если рассмотреть подвес трапецеидальной формы (см. рис. 3) с соотношением $b_1 = 8b_2$, то получим для прогиба:

$$y = \frac{12Fl^3}{3Ebh^3},$$

где b - ширина подвеса, h - его толщина (на рис. 3 не показана).

При
$$f_1 = 1000 \Gamma \mu$$
, $y_1 = \frac{12Fl_1^3}{3Eb_1h^3} = r_1 = 1,25 \cdot 10^{-5} \, \text{м}.$

При $f_2 = 100 \Gamma \mu$, $y_2 = \frac{12 F l_2^3}{3 E b_2 h^3} = r_2 = 1,25 \cdot 10^{-3} M$, тогда

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{1000}{100}\right)^2}{\frac{b_1}{b}}} \approx 2,32.$$

Для диапазона $f_1 = 1000\Gamma y$ и $f_3 = 10\Gamma y$ при таком же соотношении $b_1 = 8b_2$, а

$$\frac{l_3}{l_1} \approx 10,8.$$

В качестве наиболее результативного варианта решения поставленной задачи можно предложить использование авторезонансного режима работы вибрационной системы [11].

Авторезонанс – это резонанс под действием силы, порождаемой движением самой колебательной системы машины. При этом в системе 48

возбуждаются периодические автоколебания за счет положительной обратной связи, формирующей силу возбуждения в зависимости от параметров колебаний рабочего органа. При определенном согласовании параметров колебательной системы и цепи положительной обратной связи авторезонанскная система обеспечивает самовозбуждение колебаний, автоматическое поддержание резонансного состояния при изменении в пределах нагрузки, возникающей при широких выполнении технологического процесса. На этом принципе разработаны простые и недорогие системы возбуждения и стабилизации наиболее эффективных резонансных режимов работы ряда вибрационных машин, например, ультразвуковых установок [12, 13] и машин с дебалансными возбудителем колебаний, приводимыми во вращение синхронными двигателями переменного тока [14, 15].

На рис. 4 изображена схема такой системы.



Рис. 4. Схема авторезонансной системы

Датчик обратной связи представляет собой вибродатчик регистрирующий колебания, сигнал с которого используется для формирования управляющего сигнала на катушку вибратора.

Изменение фазы сигнала в цепи обратной связи позволяет регулировать частоту колебаний катушки платформы (параметр ψ). Фазовый сдвиг сигнала в цепи обратной связи приводит к перестройке режима колебаний катушки (рис. 5).



Рис. 5. Иллюстрация работы авторезонансной системы

Следовательно, изменение фазы управляющего сигнала позволяет регулировать частоту колебаний катушки механической системы. В работе [16] отмечается, что при проектировании резонансных машин эффективная схема возбуждения колебаний обеспечивается нелинейным преобразованием сигнала, пропорционального перемещению катушки. При обеспечении соответствующих условий синтеза авторезонансная система, как уже указывалась, поддерживает резонансное состояние вибратора при существенных изменениях нагрузки. Имея это в виду, остановимся еще раз на вопросах мощности вибратора и рассеяния энергии.

Расчетная модель представляется в виде гармонического осциллятора [17] с одной степенью свободы при соответствующем выборе массы (m), жесткости (l) и диссипации (b). Уравнение колебаний имеет вид:

$$m\ddot{x} + 2b\dot{x} + cx = F\sin(\nu t),$$

где *F* - амплитуда возмущающей силы. При резонансе решение этого уравнения является функция:

$$x = r \sin\left(\nu t - \frac{\pi}{2}\right),\tag{5}$$

$$r = \frac{F}{2bvm}.$$

Определим мощность, потребляемую вибратором за период колебаний:

$$N = \frac{1}{2\pi\nu} \int_{0}^{2\pi/\nu} \dot{x}F\sin(\nu t)dt = \frac{rF\nu}{2}.$$

Подставляя выражение для *F* из (5), получим:

 $N = r^2 b v^2 m.$

Для виброускорения $500 \frac{M}{c^2}$, $r = \frac{500}{v^2}$ и окончательно мощность:

$$N = 4,9 \cdot 10^4 \frac{b}{f^2} Bm.$$
 (6)

Сложность применения формулы (6) в определении коэффициента диссипации b, который зависит и от частоты возмущающей силы F. Если бы b был постоянным, то можно было сделать вывод, что для создания вибрации с частотой 2000 Ги необходима мощность вибратора в 40000 раз меньшая, чем для вибрации с частотой 10 Ги. Очевидно, что с возрастанием частоты рассеяние энергии увеличивается, однако, вряд ли коэффициент диссипации увеличится более, чем в 40000 раз при переходе от 10Ги к 2000Ги. Поэтому можно предположить, что мощности вибратора, достаточной для воспроизведения 10 Ги, хватит и для создания колебаний с частотой 2000 Ги. Часть полезной энергии вибратора затрачивается на преодоление внутреннего неупругого сопротивления в металле. В рамках линейной теории упругости, колебания полосы условиях толщиной h, находящейся В плоской деформации, сопровождают, так называемые, слоевые движения. Их существенность определяется безразмерной частотой Ω, которая должна быть меньше 1 $(\Omega < 1)$

$$\Omega = \frac{2}{\pi} fh \sqrt{\frac{\nu}{E}} \,,$$

При $f = 2000 \Gamma \psi$, $\Omega = 1,58h$.

Можно определить значение толщины *h*, при которой слоевые движения будут существенны для расчета энергии:

$$h > \frac{1}{1,58} = 0,63M$$
.

Заключение

На основании изложенных выше доводов можно сделать вывод о том, что для получения заданных испытательных воздействий во всем диапазоне частот можно использовать метод резонансного возбуждения колебаний. Это позволит существенно снизить энергопотребление системой и воспроизводить ранее не воспроизводимые испытательные воздействия

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Каразин В. И., Козликин Д.П., Слоущ А. В., Хлебосолов И. О. Динамическая модель виброротационного стенда. // Теория механизмов и машин: периодический научно – методический журнал. №1(9). Том 5. – 2007. – С. 38-45.
- [2] Каразин В. И., Козликин Д. П., Хлебосолов И. О. Динамические стенды для виброротационных испытаний // Научно – технические ведомости СПбГТУ. – СПб: издание СПбГПУ; №3(45). – 2006. – С. 44-49.
- [3] Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. Об уравновешивании инерционных сил в виброцентрифугах // Теория механизмов и машин.: Периодический научно-методический журнал. – 2007. – №2(10). Том 5. – С. 63-71.
- [4] Ксенофонтов В.И., Николаев В.Н, Чернокрылов С.Ю. Динамический стенд многофункционального назначения. // Испытательные и поверочные стенды. Л.: ЛГТУ. 1992. с. 29 32.
- [5] Rodgers J. D., Cericola F., Doggett J. W., Young M. L. Vibrafuge: Combined Vibration and Centrifuge Testing. Shok and Vibration Symposium. SAND89 – 1659C. 1989.
- [6] Doggett, J. and Cericola, F., "Vibrafuge A Combined Environment Testing Facility Vibration Testing on a Centrifuge" SAE Technical Paper 892368, 1989, doi:10.4271/892368.
- [7] Jepsen, Richard Alan, and Edward F. Romero. "Testing in a Combined Vibration and Acceleration Environment." IMAC XXIII, Orlando, FL (2005).
- [8] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Смирнов Г.А. Роторные стенды для воспроизведения параметров движения. // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – СПб.: СПбГТУ. – 1999. № 3(17). – с. 89 – 94.

- [9] Евграфов А.Н., Каразин В.И, Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах. // Теория механизмов и машин. СПб.: СПбГТУ. 2003. №1. с. 92 96.
- [10] Evgrafov A.N, Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Centrifuges for Variable Accelerations Generation. // International Review of Mechanical Engineering (IREME), 2017, V. 11, № 5, 280-285.
- [11] Антипов В.И., Асташев В.К. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 3–8.
- [12] Асташев В.К., Бабицкий В.И., Вульфсон И.И. и др. Динамика машин и управление машинами: Справочник / Под ред. Г. В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988. 239 с.
- [13] Асташев В.К., Бабицкий В.И., Соколов И.Я. Авторезонансное вибровозбуждение синхронным электродвигателем // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. №4. С. 41-46.
- [14] Асташев В.К., Герц М.Е. Возбуждение и стабилизация резонансных колебаний ультразвуковых стержневых систем // Акустический журнал. 1976. т. 22. № 2. С. 192 200.
- [15] Асташев В.К., Бабицкий В.И. Методы повышения эффективности ультразвуковых станков // Станки и инструменты. 1982. №3. С.25-27.
- [16] Astashev V.K., Babitsky V.I. Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 2007. 330 p.
- [17] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терёшин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2011. № 2 (123). С. 170-176.
- [18] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1980. 272 с.

P.A.Andrienko, A.N.Evgrafov, V.I.Karazin, D.P.Kozlikin, A.V.Khisamov, I.O.Khlebosolov

THE USE OF RESONANCE PHENOMENA TO REPRODUCE LINEAR ACCELERATIONS WITH A VARIABLE HARMONIC COMPONENT

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

This article discusses the possibility of using resonance phenomena on a vibrationrotation bench (vibrofuge). In particular, it proves the possibility of

increasing the range of test effects when specifying the vibration. The possibility of using auto resonance operation is pointed out.

Key words: centrifugal machine, vibrafuge, electrodynamic shaker, combined action, resonance system, self-resonance

REFERENCES

- Karazin VI, Kozlikin DP, Sloushch AV, Khlebosolov IO (2007) Dynamic model of vibratory stand. In: Theory of mechanisms and machines. №1 (9), V. 5, St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press, Pp 38-44.
- [2] Karazin VI, Kozlikin DP, Khlebosolov IO (2006) Dynamic stands for vibro-rotary tests. In: Scientific and technical reports of SPbGPU. St. Petersburg: Publishing House of SPbGPU; №3 (45). Pp. 44-49.
- [3] Karazin VI, Kozlikin DP, Khlebosolov IO (2007) On balancing the inertial forces in vibrotsentrifugal. In: Theory of mechanisms and machines. Periodic scientific and methodical journal. № 2 (10), V. 5, St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press. Pp. 63-71.
- [4] Ksenofontov VI, Nikolaev VN, Chernokrylov SYu (1992) Multifunctional dynamic stand. In: Testing and control stands. Leningrad. LGTU. Pp. 29 – 32.
- [5] Rodgers JD, Cericola F, Doggett JW, Young ML (1986) Vibrafuge: Combined Vibration and Centrifuge Testing. Shok and Vibration Symposium. SAND89 – 1659C.
- [6] Doggett J and Cericola F (1989) Vibrafuge A Combined Environment Testing Facility Vibration Testing on a Centrifuge. SAE Technical Paper 892368, doi:10.4271/892368.
- [7] Jepsen R, Romero E (2005) Testing in a Combined Vibration and Acceleration Environment. IMAC XXIII, Orlando, FL.
- [8] Evgrafov AN, Karazin VI, Smirnov GA (1999) Rotary stands for motion variables simulation. In: Scientific and technical reports of SPbGTU. St. Petersburg. № 3(17), Pp. 89–94.
- [9] Evgrafov AN, Karazin VI, Khlebosolov IO (2003) Playing motion parameters on rotary stands. In: Theory of mechanisms and machines. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University Press. № 1, V. 1. Pp. 92-96.
- [10] Evgrafov AN, Karazin VI, Kozlikin DP, Khlebosolov IO (2017) Centrifuges for Variable Accelerations Generation. In: International Review of Mechanical Engineering (IREME). № 5, V. 11. Pp. 280-285.
- [11] Antipov VI, Astashev VK (2004) About the principles of energy-saving machines creation. In: Journal of machinery manufacture and reliability. № 4. Pp. 3-8.

- [12] Astashev VK, Babitsky VI, Vulfson II e.a. Handbook: Dynamics of machines and machine control. / Kreinin GV (1988) Moscow: Mashinostroenie. 329 p.
- [13] Astashev VK, Babitsky VI, Sokolov IY (1990) Autoresonant vibration excitation by synchronous motor. In: Journal of machinery manufacture and reliability. № 4. Pp. 41-46.
- [14] Astashev V, Hertz M (1976) The excitation and stabilisation of resonant vibration in ultrasonic rod systems. In: Acoustical journal 22(2). Pp. 192-200.
- [15] Astashev V, Babitsky V (1982) Methods of ultrasonic machine efficiency increase. In: Stanki i instrumenti (Machine-tools and tools). № 3. Pp. 25-27.
- [16] Astashev VK, Babitsky VI (2007) Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications – Springer. 330 p.
- [17] Hrostitskii A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of a spatial hexahedral with redundant links. Scientific and Technical Bulletin of the St. Petersburg State Polytechnical University. 2011. № 2 (123). Pp. 170-176.
- [18] Panovko YaG (1980) Introduction to mechanical vibrations. Moscow: Nauka. 272 p.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-522

Е. Н. Куц

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА СТЕПЕНЕЙ ПОДВИЖНОСТИ МНОГОКОНТУРНЫХ МЕХАНИЗМОВ СО СЛОЖНЫМИ ШАРНИРАМИ



Екатерина Николаевна Куц, Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет) Россия, Челябинск Тел.: +7 (351)267-9742, E-mail: ekaterina.n.kuts@gmail.com.

Аннотация

Определение числа степеней подвижности является одним из важных этапов структурного анализа механизмов. В статье предлагается новый алгоритм определения числа степеней подвижности многоконтурных механизмов со сложными шарнирами. Для демонстрации эффективности и широких возможностей описанного алгоритма приведены примеры анализа подвижности плоских и пространственных механических систем. Результаты работы могут быть применены для структурного анализа и синтеза различных многоконтурных механизмов, как с простыми, так и со сложными шарнирами.

Ключевые слова: механизм, число степеней подвижности, замкнутый контур, сложный шарнир

Введение

Одним из основных этапов создания работоспособных многоконтурных механизмов [3,11,12] с заданным числом степеней свободы (числом степеней подвижности $W \ge 1$) является структурный анализ различных возможных структурных схем для выбора из них наиболее оптимальной [14,15,18,21].

Первым и наиболее важным этапом структурного анализа механизмов является теоретический расчет величины подвижности *W* по формулам,

отображающим особенности строения различных кинематических цепей [4]. В научной литературе эти формулы носят название структурных формул механизмов, наиболее известные из которых были предложены П.Л. Чебышевым, М. Грюблером, К. Куцбахом, Х.И. Гохманом, А.П. Малышевым и др. [1, 2, 10, 13, 19, 20].

В работе [2] отмечено, что известные формулы расчета *W* не отражают всех структурных особенностей кинематических цепей.

Предпринятая Дж.С. Рао [13] попытка создать универсальную формулу расчета *W* с учетом сложных (совмещенных) шарниров не дала практического результата. В связи с этим разработка новых подходов для расчета подвижности *W* механизмов со сложными шарнирами представляет научный интерес.

Цель данной работы – разработка алгоритма для определения числа степеней подвижности *W* различных плоских и пространственных многоконтурных рычажных механизмов основе применения на предложенной в «Единой теория структуры, синтеза И анализа многозвенных механических систем» [5] новой формулы расчета W, отображающей все структурные особенности кинематических цепей механизмов за счет учета разных видов многошарнирных звеньев и всего многообразия сложных шарниров.

Алгоритм определения числа степеней подвижности многоконтурных механизмов со сложными шарнирами

Предлагается алгоритм определения числа степеней подвижности многоконтурных рычажных механизмов со сложными шарнирами. Данный алгоритм основан на применении общих формул из «Единой теории структуры, синтеза и анализа многозвенных механических систем» [5] и содержит следующие этапы.

Этап 1. Определение ассортимента многошарнирных звеньев в исследуемой кинематической цепи механизма в виде:

$$[LA] = [n_2, n_3, n_4, \dots, n_{i\max}], \tag{1}$$

где n_2 – число двухшарнирных, n_3 – число трехшарнирных звеньев и т.д.

Этап 2. Определение общего числа звеньев *ñ* кинематической цепи механизма:

$$\tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + \dots + n_i \,. \tag{2}$$

Этап 3. Определение ассортимента сложных шарниров в кинематической цепи механизма в виде:

$$[MJA] = [v_2 \cdot v_3 \cdot \ldots \cdot v_{j\max}], \tag{3}$$

где v_2 – число сложных шарниров кратностью j = 2 (обозначается на схемах как " j_2 "), v_3 – число сложных шарниров кратностью j = 3 (обозначается на схемах как " j_3 ") и т.д.

Сложный шарнир представляет собой многократное шарнирное соединение соосно вращающихся звеньев числом $n' \ge 3$ образующих n'-1 вращательных кинематических пар [9, 16]. Под кратностью сложного шарнира j ($2 \le j \le j_{max}$) понимается величина j = n'-1.

Этап 4. Расчет в кинематической цепи анализируемого механизма приведенного числа сложных шарниров V:

$$V = \sum_{j=2}^{j\max} (j-1) v_{j\max} = v_2 + 2v_3 + \dots + (j-1) v_{j\max}.$$
 (4)

Данный параметр V позволяет учесть как количество, так и все возможные типы сложных шарниров.

Отметим, в чем заключается физический смысл величины V. Если число шарниров s и кинематических пар p выразить через величины v_j следующим образом: $s = v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + ..., p = v_1 + 2v_2 + 3v_3 + 4v_4 +$ Тогда разность p-s равна:

$$p - s = v_1 + 2v_2 + 3v_3 + 4v_4 + \dots - (v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + \dots) = v_2 + 2v_3 + 3v_4 + \dots = V.$$

Таким образом, приведенное число сложных шарниров V равно разности между числом кинематических пар и числом шарниров.

Для кинематических цепей механизмов с простыми шарнирами приведенное число сложных шарниров V = 0.

Этап 5. Расчет в данной кинематической цепи механизма числа взаимно независимых замкнутых контуров *К*:

$$K = 1 + 0.5 \left[V + \sum_{i=2}^{l_{\max}} (i - 2) n_{i \max} \right].$$
 (5)

Этап 6. Расчет числа степеней подвижности *W* механизма относительно выбранной стойки:

$$W = \begin{bmatrix} i_{\max} \\ \sum_{i=2}^{N} (3-i)n_{i\max} \end{bmatrix} + (f - V - 3),$$
(6)

где f – величина, учитывающая наличие многоподвижных кинематических пар ($f = p_2 + 2p_3 + 3p_4 + 4p_5$) в цепи механизма.

Следует также отметить, что формула (6) не зависит от числа трехшарнирных звеньев n_3 , что существенно упрощает процедуру расчета подвижности W любых плоских и пространственных многоконтурных механизмов, работающих в пространстве h = 3 ($1 \le h \le 6$).

Анализ подвижности различных многоконтурных механизмов со сложными шарнирами

Для иллюстрации предложенного алгоритма применим его для определения числа степеней подвижности плоских и пространственных многоконтурных механизмов.



Рис. 1. Складывающийся рычажный механизм параллельной структуры

Пример 1. Рассмотрим многоконтурный рычажный механизм параллельной структуры (f = 0), представленный на рис. 1. В соответствии с предлагаемыми этапами получим:

1) ассортимент многошарнирных звеньев в кинематической цепи:

$$n_2 = 7, n_3 = 35 \Rightarrow [LA] = [7,35,0,...,0]$$

2) общее число звеньев кинематической цепи механизма: $\tilde{n} = 42$;

3) ассортимент сложных шарниров в кинематической цепи:

 $v_2 = 3 (j_2) \Rightarrow [MJA] = [3 \cdot 0 \cdot \ldots \cdot 0];$

4) приведенное число сложных шарниров: $V = v_2 = 3$;

5) число взаимно независимых замкнутых контуров К:

 $K = 1 + 0, 5(V + n_3) = 1 + 0, 5(3 + 35) = 20;$

6) число степеней подвижности механизма:

 $W = n_2 + (f - V - 3) = 7 - (0 - 3 - 3) = 1.$

Пример 2. Рассмотрим грузоподъемный манипулятор [7], представленный на рис. 2 (а).

Соотношения (1)-(6), позволяют получить следующие результаты: 1) $n_2 = 11$, $n_4 = 1 \Rightarrow [LA] = [11,1,0,0,0];$

2) $\tilde{n}=12$; 3) $v_2 = 4$ (j_2) , $v_3=1$ $(j_3) \Rightarrow [MJA] = [4 \cdot 1 \cdot 0 \cdot 0];$ 4) $V = v_2 + 2v_3 = 6;$

5)
$$K = 1 + 0,5(V + 2n_4) = 5; 6) W = n_2 - n_4 - (f - V - 3) = 11 - 1 - (0 - 6 - 3) = 1.$$

Пример 3. Рассмотрим многоконтурный шарнирный механизм [6], представленный на рис. 2 (б).

Соотношения (1)-(6), позволяют получить следующие результаты:

1) $n_2 = 12 \Rightarrow [LA] = [12,0,0,0,0];$ 2) $\tilde{n} = 12;$ 3) $v_2 = 8$ $(j_2) \Rightarrow [MJA] = [8 \cdot 0 \cdot 0 \cdot 0];$ 4) $V = v_2 = 8;$ 5) $K = 1 + 0, 5 \cdot V = 1 + 0, 5 \cdot 8 = 5;$ 6) $W = n_2 - (f - V - 3) = 12 - (0 - 8 - 3) = 1.$



Рис. 2. Примеры многоконтурных механизмов: (а) грузоподъемный манипулятор [7]; (б) шарнирный механизм [6]; (в) платформенный механизм [8]

Пример 4. Рассмотрим платформенный механизм с тремя гидроцилиндрами [8], представленный на рис. 2 (в).

Соотношения (1)-(6), позволяют получить следующие результаты: 1) $n_2 = 18$, $n_3 = 2 \Rightarrow [LA] = [18,2,0,0,0,0];$ 2) $\tilde{n} = 20;$ 3) $v_2 = 12$ (j_2) \Rightarrow [*MJA*] = [12.0.0.0.0.0]; 4) $V = v_2 + 2v_3 = 6;$ 5) $K = 1+0,5\cdot12=7;$ 6) W = 18-(0-12-3)=3.

Пример 5. Рассмотрим четырехконтурный механизм Беннетта [17], представленный на рис. 3.

Соотношения (1)-(6), позволяют получить следующие результаты: 1) $n_2 = 12 \Rightarrow [LA] = [12,0,0,0];$ 2) $\tilde{n}=12;$ 3) $v_2 = 4$ (j_2), $v_3=1$ (j_3) \Rightarrow [*MJA*] = [4·1·0]; 4) $V = v_2 + 2v_3 = 6;$ 5) $K = 1+0,5\cdot6=4$ (на рис. 3 контуры обозначены, буквами *A*,*B*,*C* и *D*); 6) $W = n_2 - (f - V - 3) = 12 - (0 - 6 - 3) = 3.$



Рис. 3. Пространственный четырехконтурный рычажный механизм Беннетта [17]

Обсуждение

Традиционно расчет подвижности плоских механизмов проводится по структурной формуле П.Л. Чебышева [1, 2, 13] $W = 3(\tilde{n}-1)-2p_1-p_2$, где p_1 и p_2 – число одноподвижных и двухподвижных кинематических пар соответственно. Для механизма, показанного на рис.1, подставляя общее число звеньев $\tilde{n} = 42$, число одноподвижных $p_1 = 61$ и число двухподвижных $p_2 = 0$ кинематических пар, в данную формулу, получим: 60
$W = 3(42-1) - 2 \cdot 61 - 0 = 1$. То есть складывающийся рычажный механизм параллельной структуры имеет одну степень подвижности.

Дополнительно определим подвижность согласно структурной формуле Х.И. Гохмана [2, 13] $W = p_1 + 2p_2 - 3K$, учитывающей число независимых контуров *K*, которые определяются визуально. Для механизма на рис.1 число контуров K = 20. Следовательно, имеем W = 1.

Таким образом, данные результаты подтверждают расчет, полученный в § 3. Очевидно, что с точки зрения сложности вычисления, формула (6) имеет преимущество, так как для ее применения нет необходимости проводить подсчет и определение класса кинематических пар.

Выводы

В данной статье предложен алгоритм расчета числа степеней подвижности плоских и пространственных многоконтурных механизмов со сложными шарнирами. Результаты работы могут быть применены для структурного анализа различных сложных механизмов, как с простыми, так и со сложными шарнирами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Андриенко П. А., Евграфов А.Н., Козликин Д.П., Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Использование элементов теории графов для структурного анализа механизмов. Современное машиностроение: Наука и образование. 2022. С. 43-58.
- [2] Кожевников, С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. Киев : Наукова думка, 1979. 232 с.
- [3] Марковец А.В., Полотебнов В.О. Синтез механизмов транспортирования материалов с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки. 2018. Известия высших учебных заведений. Технология легкой промышленности. Т. 38, № 1. С. 117-121.
- [4] Пейсах Э.Е. Структурный синтез замкнутых кинематических цепей (цепей Грюблера). Часть 1. // Теория механизмов и машин. 2008. Т. 6. 1(11). С.4-14.
- [5] Пожбелко В.И. Единая теория структуры, синтеза и анализа многозвенных механических систем с геометрическими, гибкими и динамическими связями звеньев. Часть 1. Базовые структурные уравнения и универсальные таблицы строения. 2020. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. № 9 (726). С. 24-43.
- [6] Пожбелко В.И. Многоконтурный шарнирный механизм. Патент на изобретение № 2751777 С1, 2021.

- [7] Пожбелко В.И., Куц Е.Н. Грузоподъемный манипулятор. Патент на изобретение № 2728851 С1, 2020.
- [8] Пожбелко В.И., Куц Е.Н. Платформенный механизм. Патент на изобретение № 2737249 С1, 2020.
- [9] Пожбелко В.И., Куц Е.Н. Системный анализ и области применения многоконтурных рычажных механизмов с многократными шарнирами в современном машиностроении. 2020. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. № 2 (719). С. 11-25.
- [10] Смелягин, А.И. Структурный анализ и синтез транспортных и робототехнических устройств. Научные труды КубГТУ. 2019. № 3. С. 54-71.
- [11] Яруллин М.Г., Хабибуллин Ф.Ф., Мудров А.П. К вопросу о синтезе модификаций механизма Беннетта. Современное машиностроение: Наука и образование. 2018. С. 230-244.
- [12] Babichev, D., Evgrafov, A., Lebedev, S. Lever mechanisms: the new approach to structural synthesis and kinematic analysis. Advances in Mechanisms and Machine Science. IFToMM WC 2019. Mechanism and Machine Science, 2019, 73, pp. 559-568.
- [13] Gogu, G. Mobility of mechanisms: a critical review. 2005. Mechanism and Machine Theory. 40(9), pp. 1068-1097.
- [14] Hasan, A. Study of multiple jointed kinematic chains. 2018. International Journal of Computational Engineering Research. 8(1), pp.13-19.
- [15] Huang, Y., Lu, Q., Wang, H., Liu, J., Li, Z., Zou, X., Zhan, X. Kinematics analysis and simulation of a novel 3T parallel mechanism. 2022. Mathematical Problems in Engineering. 2022, pp. 1-12.
- [16] Kuts E.N., Pozhbelko V.I. A new structural synthesis method of multiloop linkage mechanisms with multiple joints. 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp.109-119
- [17] Song, C., Feng, H., Chen, Y., Chen, I-M., Kang, R. Reconfigurable mechanism generated from the network of Bennett linkages. 2015. Mechanism and Machine Theory. 88(6), pp. 49-62.
- [18] Yan, H.S. A methodology for creative mechanism design. 1992. Mechanism and Machine Theory. 27(3) pp. 235-242.
- [19] Yang, D.C., Xiong, J., Yang, X.D. A simple method to calculate mobility with Jacobian. 2008. Mechanism and Machine Theory. 43(9), pp. 1175-1185.
- [20] Zhao, J.S., Zhou, K. A theory of degrees of freedom for mechanisms. 2004. Mechanism and Machine Theory. 39 (6), pp. 621-643.
- [21] Zou, Q., Zhang, D., Zhang, S., Luo, X. Kinematic and dynamic analysis of a 3-DOF parallel mechanism. 2021. International Journal of Mechanics and Materials in Design. 17(3), pp. 587-599.

THE MOBILITY CALCULATION OF MULTILOOP MECHANISMS WITH MULTIPLE JOINTS

South Ural State University (national research university), Russia

Abstract

Calculation of the mobility is one of the important stages of structural analysis of mechanisms. The article proposes a new algorithm for determining the number of degrees of freedom of multiloop mechanisms with multiple joints. To demonstrate the effectiveness and broad capabilities of the described algorithm, examples of the analysis of the mobility of plane and spatial mechanical systems are given. The results of this work can be applied to the structural analysis and synthesis of various multiloop mechanisms, both with simple and joints.

Key words: mechanism, mobility, closed loop, multiple joint

REFERENCES

- [1] Andrienko P. A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Semenov Y.A., Semenova N.S. Application of graph theory elements for structural analysis of mechanisms. Modern mechanical engineering: Science and education. 2022. № 11, pp. 43-58. (rus.)
- [2] Kojevnikov, S.N. Foundation of structural synthesis of mechanisms. Kiev: Naukova dumka, 1979. – 232 p. (rus.)
- [3] Markovets, A.V., Polotebnov, V.O. Synthesis of mechanisms for the transportation of materials with a straight section of the trajectory of the gear link // Proceedings of higher educational institutions. Light industry technology. 2018. Vol. 38, № 1, pp.117-121. (rus.)
- [4] Peisakh E.E. Structural synthesis of closed kinematic chains (Gruebler' chains). Part 1. // Theory of mechanism and machine. 2008. Vol. 6. 1(11). P.4-14. (rus.)
- [5] Pozhbelko, V.I., A Unified Theory of Structure, Synthesis and Analysis of Multibody Mechanical Systems with Geometrical, Flexible and Dynamic Connections. Part 1. Basic Structural Equations and Universal Structure Tables.. 2020. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. № 9 (726), pp. 24-43. (rus.)
- [6] Pozhbelko V.I. Multiloop linkwork. Patent for invention № 2751777 C1, 2021. (rus.)

- [7] Pozhbelko V.I., Kuts E.N. Lifting manipulator. Patent for invention № 2728851 C1, 2020. (rus.)
- [8] Pozhbelko V.I., Kuts E.N. Platform mechanism. Patent for invention № 2737249 C1, 2020. (rus.)
- [9] Pozhbelko, V.I., Kuts, E.N. Systematic analysis and application of multiloop linkages with multiple joints in modern mechanical engineering. 2020. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. № 2 (719), pp. 11-25. (rus.)
- [10] Smelyagin, A.I. Structural analysis and synthesis of transport and robotic devices. Scientific works of KubSTU. 2019. № 3, pp. 54-71. (rus.)
- [11] Yarullin M.G., Habibullin F.F., Mudrov A.P. On the question of synthesis of modifications of the Bennett mechanism. Modern mechanical engineering: Science and education. 2018. № 7, pp. 230-244. (rus.)
- [12] Babichev, D., Evgrafov, A., Lebedev, S. Lever mechanisms: the new approach to structural synthesis and kinematic analysis. Advances in Mechanisms and Machine Science. IFToMM WC 2019. Mechanism and Machine Science, 2019, 73, pp. 559-568.
- [13] Gogu, G. Mobility of mechanisms: a critical review. 2005. Mechanism and Machine Theory. 40(9), pp. 1068-1097.
- [14] Hasan, A. Study of multiple jointed kinematic chains. 2018. International Journal of Computational Engineering Research. 8(1), pp.13-19.
- [15] Huang, Y., Lu, Q., Wang, H., Liu, J., Li, Z., Zou, X., Zhan, X. Kinematics analysis and simulation of a novel 3T parallel mechanism. 2022. Mathematical Problems in Engineering. 2022, pp. 1-12.
- [16] Kuts E.N., Pozhbelko V.I. A new structural synthesis method of multiloop linkage mechanisms with multiple joints. 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp.109-119
- [17] Song, C., Feng, H., Chen, Y., Chen, I-M., Kang, R. Reconfigurable mechanism generated from the network of Bennett linkages. 2015. Mechanism and Machine Theory. 88(6), pp. 49-62.
- [18] Yan, H.S. A methodology for creative mechanism design. 1992. Mechanism and Machine Theory. 27(3) pp. 235-242.
- [19] Yang, D.C., Xiong, J., Yang, X.D. A simple method to calculate mobility with Jacobian. 2008. Mechanism and Machine Theory. 43(9), pp. 1175-1185.
- [20] Zhao, J.S., Zhou, K. A theory of degrees of freedom for mechanisms. 2004. Mechanism and Machine Theory. 39 (6), pp. 621-643.
- [21] Zou, Q., Zhang, D., Zhang, S., Luo, X. Kinematic and dynamic analysis of a 3-DOF parallel mechanism. 2021. International Journal of Mechanics and Materials in Design. 17(3), pp. 587-599.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621 + 531.8 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-523

Г.Н. Петров¹, А.Н. Евграфов²

К ВОПРОСУ О ДИНАМИКЕ МАШИН С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ



¹Геннадий Николаевич Петров, к.т.н., доцент кафедры теории механизмов и маши, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия. Тел.: (812)297-4845, E-mail: <u>gnpet@mail.ru</u>.



²Александр Николаевич Евграфов, заведующий кафедрой, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия. Тел.: (812)297-4845, E-mail: alexevgrafov@mail.ru.

Аннотация

Рассматриваются основные принципы построения машин с программным управлением. Обсуждается проблема реализуемости программного движения и программного управления.

Выявляются источники динамических ошибок (влияние начальных условий, неадекватность динамической модели системы, реализуемость программного движения). Обсуждаются принципы построения замкнутых системы управления с обратными связями.

Ключевые слова: динамика машин, программное управление, программирующий механизм, программное управление, обратная связь.

Введение

В современном машиностроении применяются два способа получения программных движений рабочих органов машины, необходимых для вы-

полнения рабочего процесса. Первый способ, широко используемый в цикловых однодвигательных машинах, состоит в том, что на вход двигателя подается входной сигнал, обеспечивающий получение на выходном звене роторного двигателя вращательного движения, близкого к равномерному, или (в линейном двигателе) – получение циклического возвратно-поступательного движения. Превращение этих простейших движений в требуемые программные движения рабочих органов осуществляется исполнительными механизмами с соответствующими, как правило, нелинейными функциями положения (рычажными, кулачковыми, зубчатыми и др.). Можно сказать, что в таких машинах применяются *программирующие механизмы*.

Второй способ заключается в получении программных движений рабочих органов за счет соответствующего выбора законов изменения входных параметров двигателей $u_k(t)$, совокупность которых образует программное управление. При этом для передачи движения от двигателей рабочим органам могут быть использованы механизмы как с линейными, так и с нелинейными функциями положения. Программное управление в последнее время все более широко используется в технологических и транспортных машинах. Часто оно осуществляется рабочим-оператором; таким способом управляются автомобили, самолеты, подъемные краны. Вместе с тем все более широкое распространение получают автоматы с программным управлением, в особенности промышленные роботы.

Методы

Программное управление оказывается особенно полезным в тех случаях, когда рабочие органы машины, в зависимости от тех или иных условий, должны осуществлять различные программные движения (например, перемещать груз по различным траекториям). Переход от одного программного движения к другому сводится при этом к изменению программного управления, что в современных системах управления, использующих электронные устройства, осуществляется достаточно просто. При применении первого способа изменение программных движений связано с изменением структуры или параметров программирующего механизма, что требует, по крайней мере, переналадки механизма или замены его отдельных звеньев.

Это преимущество обуславливает широкое применение принципа программного управления в машинах, используемых для гибких автоматизированных производств, в которых необходима быстрая переналадка системы на новый рабочий процесс.





Вместе с тем машинам с программным управлением присущи и некоторые недостатки. На рис.1 приведены схемы машинных агрегатов, в которых рабочие органы совершают возвратно-поступательное движение. В схеме, показанной на рис.1, a, ротор двигателя вращается с постоянной угловой скоростью; преобразование этого вращения в возвратно-поступательное движение рабочего органа (ползуна) осуществляется программирующим кривошипно-ползунным механизмом. В схеме, приведенной на рис.1, δ , на вход двигателя постоянного тока с независимым возбуждением подается знакопеременное входное напряжение u(t), вызывающее реверсивное движение рабочего возвратно-поступательное движение рабочение напряжение u(t), вызывающее реверсивное движение рабочатой рейки; таким образом, в этой схеме используется принцип программного управления.

Сравнивая эти схемы, легко заметить преимущество системы с программным управлением в том случае, если, например, необходимо изменить величину хода рабочего органа. В первой схеме этот ход равен удвоенной длине кривошипа, и для его изменения необходимо изменение этой длины, что требует переналадки механизма. Рассмотрим, каким образом изменение хода достигается во второй схеме. Предположим, что для двигателя может быть выбрана идеальная характеристика

$$\dot{q} = \frac{r}{s} \cdot u \,, \tag{1}$$

где *s* – крутизна характеристики двигателя. Чем больше крутизна *s*, тем слабее изменение нагрузки влияет на величину угловой скорости ротора. В соответствии с этой характеристикой угловая скорость ротора полностью

определяется значением входного параметра двигателя: при ее использовании двигатель становится как бы «источником скорости».

Пусть входное напряжение изменяется по гармоническому закону

$$u = u_0 \cdot \cos(\omega \cdot t), \tag{2}$$

Подставляя (2) в (1), получаем

$$\dot{q} = \frac{r}{s}u = \frac{r}{s}u_0 \cdot \cos(\omega \cdot t).$$

Интегрируя это выражение и полагая, что при t = 0 q = 0, находим

$$q = \frac{r \cdot u_0}{s \cdot \omega} \cdot \sin(\omega \cdot t).$$

Отсюда легко определить закон движения выходного звена:

$$x = \frac{R_3}{i_{12}}q = \frac{R_3 \cdot r \cdot u_0}{i_{12} \cdot s \cdot \omega} \cdot \sin(\omega \cdot t),$$
(3)

где i_{12} – передаточное отношение зубчатой передачи, а R_3 – радиус начальной окружности зубчатого колеса 3. Из выражения (3) видно, что ход рейки

$$H = 2 \cdot \frac{R_3 \cdot r \cdot u_0}{i_{12} \cdot s \cdot \omega}, \tag{4}$$

и для его изменения достаточно изменить напряжение u_0 .

С другой стороны, легко заметить, что отклонение хода от его номинальной величины в первой схеме зависит только от точности выполнения длины кривошипа и не зависит от каких-либо других параметров системы. Во второй схеме величина хода зависит от многих параметров, как механических (i_{12} , R_3), так и связанных с характеристикой двигателя (r, s, u_0); поэтому обеспечение точности перемещения выходного звена оказывается в этом случае более сложным.

Сравнивая обе системы, замечаем также, что в первом случае реверсивное движение совершает только рабочий орган машины, а во втором – все звенья механической системы, включая ротор двигателя. Естественно, что динамические нагрузки, зависящие в первую очередь от инерционных сил, окажутся в системе с программным управлением более значительными. Это свидетельствует о большем значении динамических факторов и, следовательно, о возрастании роли динамического анализа при проектировании машин с программным управлением.

Результаты

При проектировании машины с программным управлением одной из главных задач является определение программного управления, обеспечивающего выполнение заданного программного движения. При этом в отличие от машин с программирующими механизмами решение кинематической задачи – задачи получения требуемого закона движения – тесно переплетается с задачей динамического анализа. С тем, как решается задача выбора программного управления, познакомимся на примере системы, схема которой приведена на рис. 1, *б*.

Составим уравнение движения механической системы

$$J_{\Pi} \cdot \ddot{q} = Q, \tag{5}$$

где \ddot{q} – угловое ускорение ротора двигателя, J_{Π} – приведенный момент инерции, Q – движущий момент. В связи с тем, что в системах с программным управлением возникают большие переменные инерционные силы, вызывающие значительные колебания движущего момента, при их исследовании должна использоваться динамическая характеристика двигателя. Полагаем, что используется двигатель постоянного тока с независимым возбуждением, принимаем эту характеристику в форме:

$$\tau \cdot Q + Q = r \cdot u - s \cdot \dot{q} \quad (6)$$

где *т*,*r*,*s* – параметры двигателя.

Пусть задан программный закон движения выходного звена $x_{\Pi}(t)$. Из кинематических соотношений легко определить программный закон изменения $q_{\Pi}(t)$:

$$q_{\Pi}\left(t\right) = \frac{x_{\Pi}\left(t\right) \cdot i_{12}}{R_3}.$$
(7)

Подставляя $q_{\Pi}(t)$ в (5), определяем закон изменения движущего момента $Q_{\Pi}(t)$ при программном движении:

$$Q_{\Pi}(t) = J_{\Pi} \cdot \ddot{q}_{\Pi}(t).$$
(8)

Далее определяем программное управление $u_{\Pi}(t)$ из уравнения (6):

$$u_{\Pi}(t) = \frac{\tau \cdot Q_{\Pi} + Q_{\Pi} + s \cdot \dot{q}_{\Pi}}{r} = \frac{\tau \cdot J_{\Pi} \cdot \ddot{q}_{\Pi} + J_{\Pi} \cdot \ddot{q}_{\Pi} + s \cdot \dot{q}_{\Pi}}{r}.$$
 (9)

69

Введя в рассмотрение механическую постоянную времени $\tau_{\rm M} = \frac{J_{\Pi}}{s}$, приводим выражение (9) к форме

$$u_{\Pi}(t) = \frac{s}{r} \cdot \left(\tau \cdot \tau_{\mathrm{M}} \cdot \ddot{q}_{\Pi} + \tau_{\mathrm{M}} \cdot \ddot{q}_{\Pi} + \dot{q}_{\Pi} \right).$$
(10)

Казалось бы, задача определения программного управления решена: подав на вход двигателя напряжение $u_{\Pi}(t)$, найденное из соотношения (10), мы должны получить требуемый закон программного движения. В действительности, однако, имеется ряд обстоятельств, приводящих к существенным отклонениям истинного закона движения от программного, а в ряде случаев – к невозможности осуществления программного движения.

Проблема реализуемости программного движения. Системы с программным управлением часто решают задачу перемещения рабочего органа из одного положения в другое при заданном законе движения. Предположим, что требуется осуществить перемещение рейки (см. рис. 1, δ) на расстояние H при изменении ускорения по закону, график которого показан



на рис. 2. Здесь t_{Π} – время программного перемещения. Рейка должна проходить первую половину пути с постоянным ускорением w_0 . Если H – величина требуемого перемещения, а начальная скорость равна нулю, то из условия равноускоренного движения имеем:

$$H = w_0 \cdot \frac{t_{\Pi}^2}{4}, \quad w_0 = \frac{4 \cdot H}{t_{\Pi}^2}.$$
 (11)

Однако осуществить такое движение невозможно. Действительно, в начальный момент ускорение должно скачком измениться от нуля до w_0 . Для этого должно скачком измениться и угловое ускорение двигателя, то есть в этот момент \ddot{q}_{Π} должно принять «бесконечно большое» значение. Но тогда бесконечно большим должно быть в начальный момент и напряжение u(t), что, естественно, невозможно.

Предположим теперь, что требуется осуществить периодическое возвратно-поступательное движение рабочего органа по закону

$$x_{\Pi} = a \cdot \sin(\omega \cdot t), \tag{12}$$

где *а* и ω – заданная амплитуда и частота. Подставляя (12) в (7), находим

$$q_{\Pi} = \frac{a \cdot i_{12}}{R_3} \cdot \sin(\omega \cdot t). \tag{13}$$

Подставив (13) в (10), находим программное управление:

$$u_{\Pi}(t) = \frac{s \cdot a \cdot i_{12} \cdot \omega}{r \cdot R_3} \cdot \left[\left(1 - \tau \cdot \tau_{M} \cdot \omega^2 \right) \cdot \cos(\omega \cdot t) - \tau_{M} \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \right].$$
(14)

Таким образом, входное напряжение должно иметь амплитуду

$$\left(u_{\Pi}\right)_{\max} = \frac{s \cdot a \cdot i_{12} \cdot \omega}{r \cdot R_3} \cdot \sqrt{\left(1 - \tau \cdot \tau_{M} \cdot \omega^2\right)^2 + \left(\tau_{M} \cdot \omega\right)^2} .$$
(15)

При заданном значении *a* амплитуда $(u_{\Pi})_{\max}$ возрастает с ростом ω ; при больших значениях ω она становится приблизительно пропорциональной ω^3 .

Влияние начальных условий. Подставив Q из (5) в (6), получим уравнение движения ротора двигателя в форме

$$\tau \cdot J_{\Pi} \cdot \ddot{q} + J_{\Pi} \cdot \ddot{q} + s \cdot \dot{q} = r \cdot u(t)$$
⁽¹⁶⁾

или, после деления на *s*,

$$\tau \cdot \tau_{\rm M} \cdot \ddot{q} + \tau_{\rm M} \cdot \ddot{q} + \dot{q} = \frac{r}{s} \cdot u(t). \tag{17}$$

Программное движение $q_{\Pi}(t)$ является частным решением этого уравнения при $u = u_{\Pi}(t)$; соответствующим вполне определенным начальным условиям. Общее решение линейного неоднородного уравнения (17) для \dot{q} записывается в форме

$$\dot{q} = C_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 t} + \dot{q}_{\Pi}(t), \qquad (18)$$

где C_1 и C_2 – постоянные, определяемые из начальных условий; λ_1 и λ_2 – корни характеристического уравнения

$$\tau \cdot \tau_{\rm M} \cdot \lambda^2 + \tau_{\rm M} \cdot \lambda + 1 = 0$$

откуда

$$\lambda_{1,2} = -\frac{1}{2 \cdot \tau} \pm \frac{\sqrt{\tau_{\rm M}^2 - 4 \cdot \tau \cdot \tau_{\rm M}}}{2 \cdot \tau \cdot \tau_{\rm M}} \,. \tag{19}$$

Легко убедиться, что корни (19) всегда либо отрицательные (при $\tau_{\rm M} > 4 \cdot \tau$), либо имеют отрицательную вещественную часть (при $\tau_{\rm M} < 4 \cdot \tau$). Отсюда следует, что первые два слагаемых в (18) стремятся к нулю и, следовательно, $\dot{q} \Rightarrow \dot{q}_{\Pi}$ при $t \Rightarrow \infty$.

Таким образом, программное движение в системе устанавливается не сразу, а после окончания переходного процесса. При начальных условиях t = 0, $\dot{q} = 0$, $\ddot{q} = 0$, то есть при движении системы из состояния покоя, получаем из (18):

$$\dot{q}(0) = C_1 + C_2 + \dot{q}_{\Pi}(t) = 0, \ \ddot{q}(0) = C_1 \cdot \lambda_1 + C_2 \cdot \lambda_2 + \ddot{q}_{\Pi}(t) = 0.$$

Для программного движения (13) получаем

$$C_1 + C_2 = -\frac{a \cdot i_{12} \cdot \omega}{R_3}, \quad C_1 \cdot \lambda_1 + C_2 \cdot \lambda_2 = 0$$

Из этих уравнений находим

$$C_1 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot \frac{a \cdot i_{12} \cdot \omega}{R_3}, \quad C_2 = -\frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot \frac{a \cdot i_{12} \cdot \omega}{R_3}.$$
 (20)

Следовательно, скорость рабочего органа $\dot{x}(t)$ будет изменяться по закону

$$\dot{x}(t) = \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot e^{\lambda_1 \cdot t} - \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} \cdot e^{\lambda_2 \cdot t}\right) \cdot a \cdot \omega + \dot{x}_{\Pi}(t).$$
(21)

Движение рабочего органа будет соответствовать программному только после затухания переходного процесса, отражаемого первым слагаемым в правой части выражения (21).

Неадекватность динамической модели системы. При определении программного управления мы исходили из динамической модели системы, описываемой уравнениями (5) и (6). В действительности эти уравнения лишь приближенно соответствуют реальной системе. Они не учитывают упругость реальных звеньев механической системы, отличия истинных значений параметров τ, r, s, J_{Π} от номинальных и т.п. Все это приводит к от-клонениям действительных движений системы от программных, т. е. к динамическим ошибкам.

Предположим, что в рассмотренном выше примере в качестве динамической модели двигателя выбирается его идеальная характеристика

$$\dot{q} = \frac{r \cdot u}{s} \,. \tag{22}$$

Оценим, какие динамические ошибки вызовет такое упрощение динамической модели. В соответствии с характеристикой (22) подставим в правую часть уравнения движения (17)

$$u(t) = u_{\Pi}(t) = \frac{s \cdot \dot{q}_{\Pi}(t)}{r}.$$

В результате получим

$$\tau \cdot \tau_{\rm M} \cdot \ddot{q} + \tau_{\rm M} \cdot \ddot{q} + \dot{q} = \dot{q}_{\Pi} (t).$$
⁽²³⁾

Решение этого уравнения $\dot{q}(t)$ определит «действительный» закон изменения угловой скорости ротора (если считать действительной динамическую характеристику двигателя), а $\dot{\psi} = \dot{q}(t) - \dot{q}_{\Pi}(t)$ определит динамическую ошибку по скорости. Заменив в (23) \dot{q} на $\dot{q}_{\Pi}(t) + \dot{\psi}$, получим уравнение для динамической ошибки:

$$\tau \cdot \tau_{\mathbf{M}} \cdot \ddot{\psi} + \tau_{\mathbf{M}} \cdot \ddot{\psi} + \dot{\psi} = -\tau \cdot \tau_{\mathbf{M}} \cdot \ddot{q}_{\Pi} - \tau_{\mathbf{M}} \cdot \ddot{q}_{\Pi}.$$
(24)

Общее решение этого уравнения складывается из общего решения однородного уравнения и частного решения, соответствующего установившейся динамической ошибке, устанавливающейся в системе после затухания переходного процесса. Очевидно, что общее решение даст динамическую ошибку, вызванную начальными условиями, а частное – динамическую ошибку, вызванную неточностью описания характеристики двигателя.

Замкнутые системы управления с обратными связями. Известно, что для повышения точности систем с программным управлением используются обратные связи. Структурная схема системы с программным управлением с обратной связью показана на рис. 3. Здесь на выходе двигателя (на валу ротора) устанавливаются измерительные устройства (датчики), измеряющие угол поворота и угловую скорость ротора и сравнивающие значения q(t) и $\dot{q}(t)$ с их программными значениями. Разности $\psi = q(t) - q_{\Pi}(t)$ и $\dot{\psi} = \dot{q}(t) - \dot{q}_{\Pi}(t)$ представляют собой ошибки по координате ротора и его угловой скорости. Сигналы ψ и $\dot{\psi}$ подаются на вход системы обратной связи (СОС), представляющий собой регулятор – устройство, формирующее сигнал Δu , складывающийся с сигналом программного управления $u_{\Pi}(t)$, подаваемым на вход двигателя. Закон управления, связывающий сигнал обратной связи Δu с ошибками ψ и $\dot{\psi}$, обычно выбирается в форме

$$\Delta u = -k \cdot \psi - k_1 \cdot \dot{\psi} \,, \tag{25}$$

где k и k_1 – положительные коэффициенты усиления по координате и по скорости. Из формулы (25) видно, что знак корректирующего сигнала Δu противоположен знакам ошибок, то есть при $q > q_{\Pi}$, $\dot{q} > \dot{q}_{\Pi}$, корректирующий сигнал уменьшает величину



входного параметра и тем самым уменьшает скорость двигателя, а следовательно, и величину ошибок. При $q < q_{\Pi}$, $\dot{q} < \dot{q}_{\Pi}$ происходит увеличение скорости двигателя, что также приводит к уменьшению ошибок. Таким образом, формирование закона управления в соответствии с (25), вообще говоря, направлено на уменьшение динамических ошибок, а, следовательно, на повышение точности отработки системой программного движения.

Замкнутая система, показанная на рис. 3, остается работоспособной и в том случае, если сигнал $u_{\Pi}(t)$ на ее вход не подается. В этом случае сигнал на входе двигателя формируется как реакция СОС на рассогласование между законом движения q(t), измеренным на входе двигателя, и программным законом $q_{\Pi}(t)$, введенным на вход обратной связи. В принципе при отсутствии ошибки ($\psi = 0, \dot{\psi} = 0$) двигатель неподвижен, но это немедленно приводит к появлению отрицательной ошибки, вызывающей положительный сигнал на входе двигателя.

Система, показанная на рис. 3, измеряет ошибку на входе двигателя и поэтому не реагирует на ошибки, возникающие в механической системе. В современных машинах применяются системы, непосредственно измеряющие закон движения рабочего органа x(t) и сравнивающие его с $x_{\Pi}(t)$. При этом сигнал Δu формируется в соответствии с ошибками $\psi_1 = x(t) - x_{\Pi}(t)$ и $\dot{\psi}_1 = \dot{x}(t) - \dot{x}_{\Pi}(t)$.

Увеличение коэффициентов усиления системы обратной связи может приводить к неустойчивости замкнутой системы. Отрицательная обратная связь, которая по принципу действия должна была бы вызывать уменьшение динамической ошибки, в действительности оказывается причиной ее неограниченного увеличения. Не прибегая к подробному описанию всех процессов, возникающих в замкнутой системе, отметим только, что по существу неустойчивость вызывается инерционностью двигателя, характеристикой которой является его постоянная времени τ . Эта инерционность приводит к смещению по фазе колебательного момента двигателя по отношению

к той колебательной компоненте переходного процесса, которую он должен демпфировать. В результате момент двигателя, возбужденный сигналом обратной связи, вместо демпфирующего становится раскачивающим. Чем больше величина τ , тем сильнее сказывается это обстоятельство.

Следует отметить, что инерционностью обладают и другие элементы системы управления. Так, например, сигнал на входе регулятора Δu связан с динамической ошибкой ψ более сложной зависимостью, чем та, что описана выражением (25). В первом приближении динамические процессы, происходящие в регуляторе, описываются уравнением вида

$$\tau_{\rm p} \cdot \Delta \dot{u} + \Delta u = -k \cdot \psi - k_1 \cdot \dot{\psi}, \qquad (39)$$

где τ_p – постоянная времени регулятора. Обычно «запаздывание» в регуляторе мало ($\tau_p \ll \tau, \tau_M$), так что при малых коэффициентах усиления им можно пренебречь. Однако с увеличением k и k_1 влияние малой постоянной τ_p на устойчивость системы становится существенным.

Заключение

Поскольку амплитудные значения входного сигнала u(t) ограничены, в реальной системе могут возникнуть трудности при попытке осуществления высокочастотных колебаний рабочих органов машины.

Пренебрежение динамическими свойствами двигателя, связанное с использованием его идеальной характеристики, может приводить к очень большим динамическим ошибкам (в некоторых случаях амплитуда ошибки может превосходить амплитуду программной скорости).

Чем больше коэффициенты усиления цепи обратной связи, тем более точной должна быть динамическая модель системы. В частности, это относится к учету упругости звеньев механической системы. Этот учет становится необходимым в системах управления движением прецизионных машин, в которых программные движения должны выполняться с высокой точностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990. 309 с.
- [2] Динамика приводов технологических машин с самотормозящимися механизмами. – Монография в 5-ти частях / В.Л. Вейц, Д.В. Васильков,

И.А.Гидаспов, Е.З. Шнеерсон; Под общ. ред. В.Л. Вейца. – СПб: Издво ПИМаш, 2002.

- [3] Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов /
 Э.Е. Пейсах, В.А. Нестеров. М.: Машиностроение, 1988. 232 с.
- [4] Коловский М.З., Евграфов А.Н. О некоторых направлениях модернизации курса ТММ. Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 1 (1). С. 3-29.
- [5] Evgrafov A., Khisamov A., Egorova O. Experience of Modernization of the Curriculum TMM in ST. Petersburg State Polytechnical University. В сборнике: Mechanisms and Machine Science. 1. 2014. С. 239-247.
- [6] Kolovsky, M.Z. Advanced theory of mechanisms and machines / [M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slousch]. Berlin etc.: Springer, 2000. 396 p.: ill. (Founations jf engineering mechanics).
- [7] Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. 263 с.
- [8] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах. Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 1 (1). С. 92-96.
- [9] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Геометрический и кинетостатический анализ плоских рычажных механизмов второго класса. Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 2 (2). С. 50-63.
- [10] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин : учебник / А.Н.Евграфов, М.З.Коловский, Г.Н.Петров. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. 248 с.
- [11] Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / [Г.А.Тимофеев и др.]; под ред. Г.А.Тимофеева. – 8-е изд. перераб. и доп. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017. – 566 [2] с. : ил.
- [12] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V., Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag Heidelberg New York, 2000, P. 394.
- [13] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Some Characteristics of Linear Acceleration Reproduction with Flexible Harmonical Component / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. Pp. 71-81. DOI: 10.1007/978-3-319-72929-9_9
- [14] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Self-braking of Planar Linkage Mechanisms / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. pp. 83-92.
- [15] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Centrifuges for variable accelerations generation. International Review of Mechanical Engineering. Volume 11, Issue 5, 2017, Pp. 280-285
- [16] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016, Pp. 31-37.

- [17] Semenov Yu., Semenova N., Egorova O. Dynamic Mesh Forces in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. International Review of Mechanical Engineering, 2018, Vol. 12, №9, pp. 736-741.
- [18] Semenov Yu. A., Semenova N. S. Study of Mechanisms with Allowance for Friction Forces in Kinematic Pairs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 169-180.
- [19] Andrienko P., Karazin V., Kozlikin D., Khlebosolov I. About Implementation Harmonic Impact of the Resonance Method. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 83-90.
- [20] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the Self-braking Effect of Linkage Mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-128.
- [21] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Khlebosolov, I.O. Bench tests of vibroacoustic effects. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering Pp. 11-17
- [22] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. One stable scheme of centrifugal forces dynamic balance . 2016 Lecture Notes in Mechanical Engineering Pp. 75-85
- [23] 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. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Pp. 73-85.
- [24] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering Pp. 400-404.
- [25] Borina A., Tereshin V. Stability of walking algorithms. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Pp. 19-25.
- [26] Evgrafov A.N., Petrov G.N., Evgrafov S.A. Consideration of friction in linkage mechanisms. В сборнике: Advances in Mechanical Engineering. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering book series (LNME). Cham, 2020. C. 75-82.
- [27] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терёшин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2011. № 2 (123). С. 170-176.
- [28] Петров Г.Н., Терешин В.А., Хлебосолов И.О. Расчет машинного агрегата. Санкт-Петербург, 2023.
- [29] Коловский М.З., Петров Г.Н., Слоущ А.В. Об управлении движением замкнутых рычажных механизмов с несколькими степенями свободы. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2000. № 4.

ON THE DYNAMICS OF MACHINES PROGRAM-CONTROLLED MACHINES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The basic principles of the construction of program-controlled machines are discussed. The problem of realisability of program motion and program control is defined. The sources of dynamic errors (influence of initial conditions, inadequacy of the dynamic model of the system, realizability of program motion) are revealed. The principles of the construction of the closed-loop control systems with feedback are shown.

Key words: machine dynamics, program control, program machine, program control, feedback.

REFERENCES

- [1] Wolfson I.I. Vibrations of machines with cyclic action mechanisms L.: Mashinostroenie, Leningrad branch, 1990. - 309 p. (rus.)
- [2] Dynamics of technological machine drives with self-locking mechanisms. -Monograph in 5 parts / V.L. Veets, D.V. Vasil'kov, I.A. Gidaspov, E.Z. Shneerson; Under edition of V.L. Veets. - SPb: PIMash Publishing House, 2002. (rus.)
- [3] Peisakh E.E. Design system of flat lever mechanisms / E.E. Peisakh, V.A. Nesterov. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 232 p. (rus.)
- [4] Kolovskiy M.Z., Evgrafov A.N. About some directions of modernization of TMM course. Theory of mechanisms and machines. 2003. T. 1. № 1 (1). Pp. 3-29. (rus.)
- [5] Evgrafov A., Khisamov A., Egorova O. Experience of Modernization of the Curriculum TMM in ST. Petersburg State Polytechnical University. В сборнике: Mechanisms and Machine Science. 1. 2014. С. 239-247.
- [6] Kolovsky, M.Z. Advanced theory of mechanisms and machines / [M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slousch]. – Berlin etc.: Springer, 2000. – 396 p.: ill. – (Founations jf engineering mechanics).
- [7] Kolovsky M.Z. Machine Dynamics. L.: Mashinostroenie, 1989. 263 p. (rus.)
- [8] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. Reproduction of motion parameters on rotary stands. Theory of Mechanisms and Machines. 2003. T. 1. № 1 (1). Pp. 92-96. (rus.)

- [9] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Geometrical and kinetostatic analysis of second class flat lever mechanisms. Theory of Mechanisms and Machines. 2003. T. 1. № 2 (2). Pp. 50-63. (rus.)
- [10] Evgrafov A.N. Theory of Mechanisms and Machines : textbook / A.N. Evgrafov, M.Z. Kolovsky, G.N. Petrov. SPb.: POLYTEKH-PRESS, 2020.
 248 p. (rus.)
- [11] Theory of Mechanisms and Mechanics of Machines: textbook for universities / [G.A.Timofeev et al]; ed. by G.A.Timofeev. - 8th ed. revised and supplemented. - Moscow: Bauman Moscow State Technical University, 2017. -566 p. : ill. (rus.)
- [12] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V., Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag Heidelberg New York, 2000, P. 394.
- [13] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Some Characteristics of Linear Acceleration Reproduction with Flexible Harmonical Component / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. Pp. 71-81. DOI: 10.1007/978-3-319-72929-9_9
- [14] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Self-braking of Planar Linkage Mechanisms / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. pp. 83-92.
- [15] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Centrifuges for variable accelerations generation. International Review of Mechanical Engineering. Volume 11, Issue 5, 2017, Pp. 280-285
- [16] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016, Pp. 31-37.
- [17] Semenov Yu., Semenova N., Egorova O. Dynamic Mesh Forces in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. International Review of Mechanical Engineering, 2018, Vol. 12, №9, pp. 736-741.
- [18] Semenov Yu. A., Semenova N. S. Study of Mechanisms with Allowance for Friction Forces in Kinematic Pairs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 169-180.
- [19] Andrienko P., Karazin V., Kozlikin D., Khlebosolov I. About Implementation Harmonic Impact of the Resonance Method. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 83-90.
- [20] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Petrov G.N. Analysis of the Self-braking Effect of Linkage Mechanisms. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. pp. 119-128.
- [21] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Khlebosolov, I.O. Bench tests of vibroacoustic effects. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering Pp. 11-17

- [22] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. One stable scheme of centrifugal forces dynamic balance . 2016 Lecture Notes in Mechanical Engineering Pp. 75-85
- [23] 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. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Pp. 73-85.
- [24] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khisamov A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering Pp. 400-404.
- [25] Borina A., Tereshin V. Stability of walking algorithms. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Pp. 19-25.
- [26] Evgrafov A.N., Petrov G.N., Evgrafov S.A. Consideration of friction in linkage mechanisms. В сборнике: Advances in Mechanical Engineering. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering book series (LNME). Cham, 2020. Pp. 75-82.
- [27] Hrostitskii A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of a spatial hexahedral with redundant links. Scientific and Technical Bulletin of the St. Petersburg State Polytechnical University. 2011. № 2 (123). Pp. 170-176.
- [28] Petrov G.N., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Calculation of machine unit. St. Petersburg, 2023 (rus.)
- [29] Kolovsky M.Z., Petrov G.N., Sloush A.V. About control of motion of closed lever mechanisms with several degrees of freedom. Problems of Machine Building and Machine Reliability. 2000. № 4. (rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 (075.8) doi:10.18720/SPBPU/2/id23-524

В.И. Пожбелко

НОВЫЙ МОЛЕКУЛЯРНЫЙ ПРИНЦИП ОБРАЗОВАНИЯ СТРУКТУРЫ МНОГОКОНТУРНЫХ МЕХАНИЗМОВ БЕЗ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ



Владимир Иванович Пожбелко, ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет) Россия, Челябинск. E-mail: pozhbelkovi@susu.ru

Аннотация

В работе поставлена и решена задача разработки нового (названного «молекулярным») принципа алгоритма образования И структуры многоконтурных механизмов без избыточных связей, выполненной с учетом применения как низших, так и высших одноподвижных и многоподвижных кинематических пар. Эффективность предлагаемого оптимальному структурному синтезу подтверждена подхода к примерами создания изобретений практическими на уровне двухплатформенного рычажного механизма относительного манипулирования схвата W = 2, робота заданным a с также многопоточного планетарного зубчатого механизма с равномерно нагруженными сателлитами и заданным W = 1, работоспособность которых подтверждена экспериментально и расчетами их подвижности на основе трёх новых универсальных структурных формул.

Ключевые слова: структурный синтез, избыточные связи, рычажный механизм, зубчатый механизм, структурные формулы.

Введение

Структурный синтез разнообразных многоконтурных и многозвенных, плоских и пространственных механизмов с низшими и высшими кинематическими парами (КП) и с заданным числом степеней свободы (подвижностью $W \ge 1$) [1-8] является одной из наиболее сложных проблем

в теории создания работоспособных механизмов и машин (TMM) [9–17]. Эта проблема трудно поддаётся формализации и поэтому до настоящего синтез выполняется времени структурный на основе интуиции проектировщика и по справочникам, так как до сих пор отсутствует алгоритм направленного оптимального структурного синтеза ДЛЯ образования сложных механизмов без избыточных связей (q = 0). Известный подход к построению сложных механизмов [1] через разные наслоения открытых цепей (метод гомотопии) требует перебора десятков тысяч указанных в электронном каталоге Э.Е.Пейсаха групп Ассура и поэтому является тупиковым.

Цель работы – разработка нового (названного «молекулярным») принципа и алгоритма образования самоустанавливающихся ($W \ge 1, q = 0$) механизмов, позволяющего выполнить направленный синтез структурных схем с гарантированным отсутствием избыточных связей во всех замкнутых контурах синтезированного механизма. Эффективность данного подхода подтверждена на примерах синтезированных многоконтурных двухплатформенного рычажного механизма параллельной структуры с заданным W = 2 и многопоточного зубчатого планетарного механизма с заданным W = 1.

Базовые понятия и структурные уравнения

Согласно «Единой теории структуры механических систем» [6], [8], [12] для направленного синтеза и анализа многоконтурных механизмов с q = 0 могут быть использованы следующие новые целочисленные структурные зависимости (1) – (10).

1. Расчетный ассортимент (набор) *i*-шарнирных (*i*-парных) звеньев для синтеза *K*-контурной *ñ*-звенной кинематической цепи механизма (*K* – цепи) вида [*LA*]:

$$[LA] = [n_2 n_3 n_4 n_5 \dots n_{imax}], \tag{1}$$

где $i_{max} = K + W$, $\lim i = K + W + h$, $1 \le h \le 6$, h – число степеней свободы пространства, в котором собираются замкнутые контуры K – цепи и работает образованный из них механизм с заданным $W \ge 1$, q = 0.

2. Расчетный ассортимент (набор) из общего числа k-сторонних замкнутых контуров в количестве (K + 1) вида [L_{α}]:

 $[L_{\alpha}] = [\alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \cdots \alpha_{kmax}] = [3 - 4 - 5 - \cdots L_0], \qquad (2)$ где L_0 – число сторон наибольшего замкнутого контура с $k_{max} \leq \tilde{n}$.

3. Расчетный ассортимент (набор) вида $[L_K]$, состоящий из перечня чисел сторон k_i всех K независимых замкнутых контуров, входящих в состав $[L_{\alpha}]$:

$$[L_K] = [k_1/k_2/k_3/\dots].$$
(3)

4. *Приведённое число* (V) многократных шарнирных соединений (МКШ) в данной К-цепи:

$$0 \le V \le [2(K-1) + n_1]. \tag{4}$$

5. Число независимых замкнутых контуров (К) – согласно новой формуле (5) взаимосвязано с [LA] (1) и V (4) следующим образом:

$$K = 1 + \frac{1}{2} [V + n_3 + 2n_4 + 3n_5 + \dots + (i_{max} - 2)n_{imax}]$$
(5)

6. Новые универсальные структурные формулы подвижности (W):

a)
$$W = (\tilde{n} - 1) - \sum_{h=1}^{h=6} (h - 1) K_h + f;$$
 (6)

$$6) W = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^{imax} in_i + V \right) - \sum_{h=1}^{h=6} hK_h + f;$$
(7)

B)
$$W = \frac{1}{2} \left(\sum_{k=3}^{kmax} kd_k + V \right) - \sum_{h=1}^{h=6} hK_h + f,$$
 (8)

где $f = p_2 + 2p_3 + 3p_4 + 4p_5$ – дополнительная подвижность низших и высших КП ($H \ge 2$) числом p_H в данной *K*-цепи.

7. Целевая функция структурного синтеза:

$$\Phi(q) = (q_{h=1} + q_{h=2} + q_{h=3} + q_{h=4} + q_{h=5} + q_{h=6}) = 0, \quad (9)$$

выполнение которой обеспечивает сборку всех (K + 1) замкнутых контуров *K*-цепи без возникновения в каждом из них избыточных связей в задаваемом (для каждого из этих контуров) *h*-пространстве возможного движения их звеньев.

8. Расширенная структурная математическая модель вида «V – Model» для синтеза К-цепей самоустанавливающихся механизмов:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{imax} in_i = 2\left(W + \sum_{h=1}^{h=6} hK_h - f\right) - V;\\ \sum_{i=1}^{imax} (i-2)n_i = 2(K-1) - V;\\ \sum_{k=3}^{kmax} k\alpha_k = 2(W + \sum_{h=1}^{h=6} hK_h - f) - V;\\ \Phi(q) = \left[\sum_{h=1}^{h=6} q_h\right] = 0. \end{cases}$$
(10)

9. Молекулярный принцип образования структуры механизмов без избыточных связей – заключается в том, что при синтезе механизмов с q = 0 предлагается в расчетном наборе $[L_{\alpha}]$ (2) один из замкнутых контуров

(начиная с контура « L_0 » с наибольшим числом сторон) рассматривать, как внешнюю оболочку «*единой молекулы*», которая для построения искомой *К*цепи заполняется «*атомами*» в виде всех остальных *К* замкнутых контуров из расчетного набора [L_{α}] (2), стороны которых образованы всеми рычажными звеньями из расчетного набора [*LA*] (1) и соединены между собой кинематическими парами. Таким образом, число «*атомов*» в структуре «*единой молекулы*» механизма будет равно задаваемому при синтезе числу *К* независимых замкнутых контуров *К*-цепи.

10. Универсальный «L₀-алгоритм структурного синтеза».

Предлагаемый « L_0 -алгоритм» направленного синтеза является поэтапным и состоит из нахождения целочисленных решений уравнений (10) расширенной структурной математической модели «V - Model» в виде расчетных наборов [LA] и [L_{α}] разного вида (1) и (2) (этап 1); построения внешней оболочки «*единой молекулы*» (этап 2) и ёё заполнения «*атомами*» в виде всех остальных замкнутых контуров из расчетных наборов [LA] (1) и [L_{α}] (2) (этап 3), а также финального выбора стойки и входных звеньев в синтезированной *К*-контурной цепи без избыточных связей (этап 4).

Направленный структурный синтез рычажного многоконтурного механизма параллельной структуры

Рассмотрим практическую задачу создания платформенного механизма относительного манипулирования совместно работающими рабочими органами и её решение на основе предлагаемого «молекулярного принципа образования механизма без избыточных связей» и реализующего его « L_0 -алгоритма» структурного синтеза замкнутой КЦ рычажных звеньев с параллельными осями шарниров, образующих изменяемые замкнутые контуры с q = 0 в пространстве h = 3.

После подстановки задаваемых входных параметров синтеза:

W = 2; h = 3; K = 3; V = 0; H = 1; f = 0; q = 0,расширенная структурная математическая модель «V – Model» (10) примет вид:

$$\begin{cases} \sum in_i = [2(W + hK - f) - V] \Rightarrow 22;\\ \sum (i - 2)n_i = [2(K - 1) - V] \Rightarrow 4;\\ \sum k\alpha_k = [2(W + hK - f) - V] \Rightarrow 22, \end{cases}$$

и имеет следующие целочисленные решения:

1)
$$[LA] = [n_2 n_3 n_4]/V = [621]/V = 0 \implies \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 = 9;$$

2) $[L_{\alpha}] = [\alpha_4 - \alpha_6 - \alpha_6 - \alpha_6].$

Синтезированный на основе рассчитанных наборов [LA] и [L_{α}] в виде «трехатомной единой молекулы» (согласно представленного выше «L₀алгоритма» направленного структурного синтеза) и выполненный на уровне изобретения (Патент РФ [17]) двухплатформенный механизм относительного манипулирования представлен на рис.1, а его расчетная подвижность по новым универсальным формулам подвижности (6), (7) и (8) равна:

a)
$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K + f = (9 - 1) - (3 - 1) * 3 = 2;$$

b) $W = \frac{1}{2} (\sum i n_i + V) - hK + f = \frac{1}{2} (2 * 6 + 3 * 2 + 4 * 1) - 3 * 3 = 2;$
B) $W = \frac{1}{2} (\sum k \alpha_k + V) - hK + f = \frac{1}{2} (4\alpha_4 + 6\alpha_6) - 3 * K = 2,$

и экспериментально подтверждена на действующей модели синтезированного рычажного механизма с двумя степенями свободы.



Рис.1 Поэтапный « L_0 -алгоритм» структурного синтеза: (а) расчетные наборы звеньев [LA] и контуров [L_{α}]; (b) построение внешней оболочки «*единой молекулы*» ($L_0 = 6$); (c) её заполнение «*тремя атомами*» (в виде независимых замкнутых контуров α_4, α_6 и α_6); (d) образование механизма плавающего схвата робота (*Патент РФ* [17]).

Направленный структурный синтез зубчатого многопоточного планетарного механизма

Рассмотрим практическую задачу создания самоустанавливающегося планетарного механизма с W = 1, q = 0 и равномерно нагруженными цилиндрическими сателлитами (зубчатые зацепления которых в плоскости своего вращения (h = 3) образуют двухподвижные КП с $p_2 > 2$) и решение этой задачи на основе предлагаемого «молекулярного принципа образования механизмов» И реализующего его «Lo-алгоритма» структурного синтеза.

После подстановки задаваемых входных параметров синтеза:

$$W = 1; h = 3; K = 5; V = 0; p_2 = 6; f = p_2 = 6; q = 0,$$

расширенная структурная математическая модель «V-Model» (10) примет вид:

$$\begin{cases} \sum in_i = [2(W + hK - f) - V] \Rightarrow 20;\\ \sum (i - 2)n_i = [2(K - 1) - V] \Rightarrow 8;\\ \sum k\alpha_k = [2(W + hK - f) - V] \Rightarrow 20, \end{cases}$$

и имеет следующие целочисленные решения:

1)
$$[LA] = [n_2 n_3 n_4]/V = [123]/V = 0 \implies \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 = 6;$$

2) $[L_{\alpha}] = [\alpha_3 - \alpha_3 - \alpha_3 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_4].$

Синтезированный на основе рассчитанных наборов [LA] и [L_{α}] в виде «пятиатомной единой молекулы» (согласно представленного выше «Loнаправленного структурного синтеза) многоконтурный алгоритма» планетарный зубчатый механизм с плавающим водилом – представлен на рис.2, а его расчетная подвижность по новым универсальным структурным формулам подвижности (6), (7) и (8) равна:

a)
$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K + f = (6 - 1) - (3 - 1) * 5 + 6 = 1;$$

b) $W = \frac{1}{2} (\sum i n_i + V) - hK + f = \frac{1}{2} (2 * 1 + 3 * 2 + 4 * 3) - 3 * 5 + 6 = 1;$
B) $W = \frac{1}{2} (\sum k \alpha_k + V) - hK + f = \frac{1}{2} (3\alpha_3 + 4\alpha_4) - 3 * K + 6 = 1,$

что подтверждает работоспособность синтезированного планетарного механизма с q = 0, имеющего повышенное в 4-5 раз передаточное отношение и высокий КПД.



Рис. 2. Поэтапный « L_0 -алгоритм» структурного синтеза с q = 0 самоустанавливающегося многопоточного планетарного редуктора

Выводы

1. Предложенный новый молекулярный принцип образования структуры многоконтурных механизмов без избыточных связей позволяет выполнять направленный структурный синтез плоских и пространственных самоустанавливающихся рычажных, зубчатых (кулачковых) механизмов, содержащих как низшие, так и высшие одноподвижные и многоподвижные кинематические пары (включая многократные соединения звеньев).

Данный подход к выполнению оптимального (q = 0) структурного синтеза разных типов механизмов производится по рассмотренному на конкретных примерах в данной работе оригинальному « L_0 -алгоритму синтеза», выполняемому без трудоемкого и тупикового перебора всех установленных в электронном каталоге проф. Э.Е.Пейсаха десятков тысяч комбинаторных групп Ассура, а также без идентификации и удаления всех сотен тысяч возникающих при компьютерной комбинаторике [9], [11] структурно-повторяющихся (мусорных) схем (количество которых составляет более 99% от всех генерируемых компьютерной программой!)

2. Предложенные три новые универсальные структурные формулы для определения числа степеней свободы механизма W(6), (7) и (8) являются

эквивалентными между собой и представляют впервые установленные аналитические зависимости между необходимыми структурными соотношениями, определяющими (требуемые для выполнения q = 0) наборы [LA] и [L_a] разных видов *i*-парных звеньев и чисел сторон всех замкнутых контуров K-цепи с учетом вводимого понятия «дополнительная подвижность всех КП в данной K-цепи (6)».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. М: ЛЕНАРД, 2019. 500 с.
- [2] Новые механизмы в современной робототехнике// Под ред. В.А.Глазунова. М: ТЕХНОСФЕРА, 2018. 316 с.
- [3] Мудров А.Г., Мудрова А.А., Сахапов Р.Л. Пространственные аппараты с мешалкой и смесители: Монография. М: РУСАЙНС, 2021. 190 с.
- [4] Марковец К.И., Полотебнов В.О. Синтез механизмов транспортирования с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки//Известия высших учебных заведений. Технология легкой промышленности. 2018. Т. 39(1). – С. 117-121.
- [5] Смелягин А.И., Приходько А.А. Структурный синтез сложного перемешивающего устройства// Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. 2014. Т5-6. С.85-88.
- [6] Пожбелко В.И. Единая теория структуры, синтеза и анализа многозвенных механических систем с геометрическими, гибкими и динамическими связями звеньев//Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2020. – N9(726). – C.24-44.
- [7] Несмеянов И.А. Структурный синтез самоустанавливающихся механизмов с параллельной кинематикой. Вестник Брянского ГТУ, 2019, №4, с.4-13.
- [8] Pozhbelko V. Type synthesis method of planar and spherical mechanisms//Advances in Mechanisms and Machine Science/ IFToMM WC-2019. – Springer, 2019. – Vol.73.pp.1517-1526.
- [9] Sun W. A joint-joint matrix representation of planar kinematic chains//Advances in Mechanical Engineering. 2018. Vol. 10. pp.1-10.
- [10] Zou.Y, He.P and Pei.Y. Automatic topological structural synthesis apportihm//Advances in Mechanical Engineering. 2016. Vol.8. pp.1-12.
- [11] Ding H.F., Hou F.M. and Kecskemethy A. Synthesis of the whole family of 1-DOF kinematic chains. Mech. Mach. Theory.– 2014.– Vol.47. pp.1-15.
- [12] Pozhbelko V.I. An unified structure theory of multibody open, closed and mixed-loop mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains. Mech. Mach. Theory. Vol.100. 2016. pp.1-16.

- [13] Kuts E.N., Pozhbelko V.I. A new structural synthesis method of multiloop linkage mechanisms with multiple joints. In: Evgrafov A (eds.) Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2023, pp.113-123. Springer, Switzezlang.
- [14] Muller A. Kinematic topology and constraints of multi-loop linkages//Robotica, Vol.36(11) 2018, pp.1641-1663.
- [15] Talaba D. Mechanical models and the mobility of robots and mechanisms.//Robotica, Vol.33(4) 2015. pp.181-193.
- [16] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer simulation of mechanisms. In: Evgrafov A.N. (eds.) Advances in Mechanical Engineering. Lecture notes in Mechanical Engineering, 2017, pp.45-56.
- [17] Пожбелко В.И. Платформенный механизм относительного манипулирования. Патент RU на изобретение №2758391. Бюл. №31, 2021.

V.I.Pozhbelko

AN NEW MOLECULAR APPROACH FOR CREATION THE STRUCTURA OF MULTILOOP MECHANISMS WITHOUT REDUNDANT CONSTRAINTS

South-Ural State University (national research university), Russia

Abstract

The paper presents an new molecular approach to directed structural synthesis of various multiloop mechanisms with lower and higher kinematic pairs without any redundant constraints. Effectiveness of novel structural synthesis method are confirmed by synthesized self-aligning lever and gearing mechanisms for various branch of machinery.

Key words: structural synthesis, redundant constraints, lever mechanism, gearing mechanism, mobility equations.

REFERENCES

- [1] Artobolevsky I.I. Mechanisms in modern technology. M: LENNARD, 2019. 500 p.
- [2] New mechanisms in modern robotics / Ed. V.A. Glazunov. M: TECHNOSPHERE, 2018. 316 p.
- [3] Mudrov A.G., Mudrova A.A., Sakhapov R.L. Spatial Apparatuses with Stirrers and Mixers: Monograph. M: RUSAYNS, 2021. 190 p.
- [4] Markovets K.I., Polotebnov V.O. Synthesis of transportation mechanisms with a straight section of the trajectory of the gear rack // Izvestiya vysshikh

uchebnykh obuchenii. Light industry technology. 2018. Vol. 39(1). – S. 117-121.

- [5] Smelyagin A.I., Prikhodko A.A. Structural synthesis of a complex mixing device // News of higher educational institutions. Food technology. – 2014. – T5-6. – P.85-88.
- [6] Pozhbelko V.I. A unified theory of structure, synthesis and analysis of multilink mechanical systems with geometric, flexible and dynamic links of links//Izvestia of higher educational institutions. Engineering. – 2020. – N9(726). - P.24-44.
- [7] Nesmeyanov I.A. Structural synthesis of self-aligning mechanisms with parallel kinematics. Bulletin of the Bryansk State Technical University, 2019, No. 4, pp. 4-13.
- [8] Pozhbelko V. Type synthesis method of planar and spherical mechanisms//Advances in Mechanisms and Machine Science/ IFToMM WC-2019. – Springer, 2019. – Vol.73, pp.1517-1526.
- [9] Sun W. A joint-joint matrix representation of planar kinematic chains//Advances in Mechanical Engineering. 2018. Vol. 10. pp.1-10.
- [10] Zou.Y, He.P and Pei.Y. Automatic topological structural synthesis apportihm//Advances in Mechanical Engineering. 2016. Vol.8. pp.1-12.
- [11] Ding H.F., Hou F.M. and Kecskemethy A. Synthesis of the whole family of 1-DOF kinematic chains. Mech. Mach. Theory.–2014.–Vol.47. pp.1-15.
- [12] Pozhbelko V.I. An unified structure theory of multibody open, closed and mixed-loop mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains. Mech. Mach. theory. Vol.100. –2016. – pp.1-16.
- [13] Kuts E.N., Pozhbelko V.I. A new structural synthesis method of multiloop linkage mechanisms with multiple joints. In: Evgrafov A (eds.) Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2023, pp.113-123. Springer, Switzezlang.
- [14] Muller A. Kinematic topology and constraints of multi-loop linkages//Robotica, Vol.36(11) 2018, pp.1641-1663.
- [15] Talaba D. Mechanical models and the mobility of robots and mechanisms.//Robotica, Vol.33(4) 2015. pp.181-193.
- [16] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer simulation of mechanisms. In: Evgrafov A.N. (eds.) Advances in Mechanical Engineering. Lecture notes in Mechanical Engineering, 2017, pp.45-56.
- [17] Pozhbelko V.I. Platform relative manipulation mechanism. Patent RU for the invention No. 2758391. Bull. No. 31, 2021.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-525

Ю.А. Семенов¹, Н.С. Семенова²

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ НА УСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ МАШИНЫ



¹Юрий Алексеевич Семенов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.; (812)345-1622, E-mail: <u>tmm-semenov@mail.ru</u>



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

Аннотация

С развитием техники все чаще возникает ситуация, когда использование простейших динамических моделей с жесткими звеньями становится неприемлемым и приходится обращаться к более сложным моделям, учитывающих упругость звеньев. Последнее связано с интенсификацией технологических процессов и ростом рабочих скоростей машин, что приводит к увеличению уровня вибраций.

Уравнения движения машинного агрегата состоят из уравнения лвижения характеристики двигателя. механической системы И Использование двигателя идеальных характеристик является приемлемым на ранних стадиях проектирования машин; более точный динамический анализ требует учета зависимостей закона движения от нагрузки, отражаемых статическими И динамическими характеристиками.

Актуальной задачей создания машин является проблема снижения динамических ошибок, вызванных упругими колебаниями их

механизмов, и динамическими свойствами двигателя в установившихся и переходных режимах работы. Особенно большое значение эта проблема приобретает при создании новых высокопроизводительных машин и, прежде всего, промышленных роботов, позиционирующих платформ и т.д.

Ключевые слова: собственные частоты и формы, динамические податливости, динамические ошибки.

Введение

С ростом рабочих скоростей машин все чаще возникает ситуация, когда использование простейших динамических моделей с жесткими звеньями становится неприемлемым и приходится обращаться к более сложным моделям, учитывающим упругость звеньев. Вопросы, связанные с учетом упругости звеньев, нашли свое отражение во многих монографиях и статьях, посвященных проблемам динамики механизмов и машин [1-20]и др.

При динамических расчетах машин предполагается, что закон движения ротора двигателя известен. Такая постановка задачи приемлема, если двигатель обладает жесткой характеристикой, при которой колебания механической системы практически не оказывают влияния на программные движения ротора двигателя. Однако в машинах с податливым двигателем требуется учет зависимости закона движения от нагрузки, отражаемой динамической характеристикой двигателя. Такой учет особенно важен при резонансных колебаниях.

Составление уравнений движения машины и их решения

Уравнения движения машины включают в себя уравнения механической системы, состоящие из *n*+1 линейных уравнений

$$\varphi_r = e_{r0}^0(p)M_0 + e_{rn}^0(p)[M_{n0} + L(t)] \quad (r = 0,...,n),$$

(1) связывающих выходные координаты ϕ_r и действующие моменты M_l (r, l = 0, ..., n), а также уравнение динамической характеристики двигателя

$$\tau \dot{M}_0 + M_0 = F(u, \dot{\varphi}_0) \,. \tag{2}$$

Здесь $e_{r0}^{0}(p)$ и $e_{rn}^{0}(p)$ – операторы динамических податливостей [17]; τ – постоянная времени двигателя; $F(u,\dot{\varphi}_{0})$ – статическая характеристика двигателя; L(t) – возмущающий момент; средний момент сил

сопротивления, приведенный к координате ϕ_n входного звена исполнительного механизма:

$$M_{n0}(\dot{\varphi}_n) = \frac{1}{2\pi i_{0n}} \int_{0}^{2\pi i_{0n}} M_n(\varphi_n, \dot{\varphi}_n) d\varphi_n.$$
(3)

Из этих n+3 уравнений надлежит определить координаты $\phi_0(t), \phi_1(t), ..., \phi_n(t)$ и моменты $M_0(t), M_{n0}(t)$.

Для решения этих уравнений воспользуемся методом последовательных приближений. Положив в (1) L(t) = 0, получаем систему уравнений программного движения в операторном виде

$$\phi_r = e_{r0}^0(p)M_0 + e_{rn}^0(p)M_{n0}, \quad (r = 0,...,n)$$

$$(\tau p + 1)M_0 = F(u,\dot{\phi}_0).$$
(4)

Пусть $u = u_0 = \text{const}$; тогда система (4) может иметь в «нулевом приближении» частные решения вида

$$\phi_r^{(0)} = \omega_0 t - \eta_r \ (r = 0, 1, 2, ..., n); \quad M_0^{(0)} = F(u_0, \dot{\phi}_0) = M_*,$$
(5)

где ω_0 – средняя угловая скорость ротора двигателя, η_r – статическое смещение.

Подставив в (4) выражения для операторов динамических податливостей цепной системы, получаем

$$\begin{split} \phi_r^{(0)} &= \left[\frac{1}{J_c p^2} + \sum_{m=1}^n \frac{h_{m0} h_{mr}}{\gamma_m^0 [\tau_m^0)^2 p^2 + 2\zeta_m^0 \tau_m^0 p + 1]} \right] M_* + \\ &+ \left[\frac{1}{J_c p^2} + \sum_{m=1}^n \frac{h_{mn} h_{mr}}{\gamma_m^0 [\tau_m^0)^2 p^2 + 2\zeta_m^0 \tau_m^0 p + 1]} \right] M_{n0} = \frac{1}{J_c p^2} (M_* + M_{n0}) + \\ &+ \left\{ \sum_{m=1}^n \frac{h_{m0} h_{mr}}{\gamma_m^0 [\tau_m^0)^2 p^2 + 2\zeta_m^0 \tau_m^0 p + 1]} M_* + \sum_{m=1}^n \frac{h_{mn} h_{mr}}{\gamma_m^0 [\tau_m^0)^2 p^2 + 2\zeta_m^0 \tau_m^0 p + 1]} M_{n0} \right\}_{p=0} = \end{split}$$

$$=\frac{1}{J_{c}p^{2}}(M_{*}+M_{n0})+\sum_{m=1}^{n}\frac{h_{mr}}{\gamma_{m}^{0}}(h_{m0}M_{*}+h_{mn}M_{n0}).$$
 (6)

Первому слагаемому в правой части (6) соответствует решение дифференциального уравнения $J_c p^2 \varphi_r^{(0)} = M_* + M_{n0}(\dot{\varphi}_n)$, которое записывается в форме $\varphi_r = \omega_0 t + C$. Постоянную *C*, определяющую начало отсчета углов поворота примем равной нулю. Для определения такого решения достаточно найти корни уравнения:

$$F(u_0, \omega_0) + M_{n0}(\omega_0) = 0, \qquad (7)$$

которое по существу является условием равновесия движущих сил и сил сопротивления, приложенных при программном движении.

При этом устойчивому режиму движения будут соответствовать условия

$$-\frac{\partial F(u_0,\omega_0)}{\partial \dot{\varphi}_0} - \frac{\partial M_{n0}(\omega_0)}{\partial \dot{\varphi}_n} = s + \vartheta > 0,$$

где *s* – крутизна статической характеристики двигателя; 9 – крутизна среднего момента сил сопротивления.

Второе слагаемое в (6) можно представить в виде

$$\eta_r = -\sum_{m=1}^n \frac{h_{mr}}{\gamma_m^0} (h_{m0}M_* + h_{mn}M_{n0}) = -\sum_{m=1}^n \frac{h_{mr}}{\gamma_m^0} (M_* - h_{mn}M_*) = \sum_{m=1}^n \frac{h_{mr}}{\gamma_m^0} (h_{mn} - 1)M_*$$

Полученное выражение позволяет определить статическое смещение *r* - ой массы по отношению к ротору двигателя:

$$\Delta_{r} = \varphi_{r} - \varphi_{0} = \eta_{r} - \eta_{0} = \sum_{m=1}^{n} \frac{h_{mr}}{\gamma_{m}^{0}} (h_{mn} - 1)M_{*} - \sum_{m=1}^{n} \frac{h_{m0}}{\gamma_{m}^{0}} (h_{mn} - 1)M_{*} = \sum_{m=1}^{n} \frac{(h_{mn} - 1)(h_{mr} - h_{m0})}{\gamma_{m}^{0}} M_{*} = \sum_{m=1}^{n} \frac{(h_{mn} - 1)(h_{mr} - 1)}{\gamma_{m}^{0}} M_{*},$$
(8)

называемое статической ошибкой на *r*-ой массе.

Определив программные движения и проверив устойчивость соответствующего решения, перейдем к уточнению закона движения. Закон движения представим в виде суммы равномерного вращения и малых периодических колебаний:

 $\phi_r^{(1)} = \phi_r = \omega_0 t - \eta_r + \theta_r(t) \ (r = 0, 1, 2, ..., n);$ $M_0^{(0)} = M_0 = M_* + \mu_0(t), (9)$ где $\theta_r(t)$ – динамическая ошибка, $\mu_0(t)$ – переменная часть движущего момента.

Полагая, что динамические ошибки $\theta_r(t)$ и их производные $\dot{\theta}_r(t)$ являются малыми величинами, линеаризуем нелинейные характеристики моментов вблизи программного движения:

$$F(u_0,\dot{\varphi}_0) \approx F(u_0,\omega_0) + \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_0}(u_0,\omega_0)(\dot{\varphi}_0 - \omega_0) = M_* - s\dot{\theta}_0, \quad (10)$$

$$M_{n0}(\dot{\varphi}_n) \approx M_{0n}(\omega_0) + \frac{dM_{0n}}{d\dot{\varphi}_n}(\omega_0)(\dot{\varphi}_n - \omega_0) = -M_* - 9\dot{\theta}_n.$$
(11)

Подставим выражения (9)-(11) в уравнения (2) и (1); тогда получим

$$\omega_0 t - \eta_r + \theta_r = e_{r0}^0(p)(M_* + \mu_0) + e_{rn}^0(p) \left[-M_* - \vartheta p \theta_n + L(t) \right] \quad (r = 0, ..., n),$$
(12)

$$(\tau p + 1)(M_* + \mu_0) - M_* + sp\theta_0 = 0,$$

где возмущающий момент

$$L(t) = -\frac{1}{2}J'_{n}(\omega_{0}t - \eta_{r})\omega_{0}^{2} + \widetilde{M}_{n}(\omega_{0}t - \eta_{r}, \omega_{0}) = \sum_{\ell=1}^{\infty}L_{\ell}\cos(\ell\nu t + \alpha_{\ell}).$$
(13)

Поскольку в нулевом приближении:

$$\omega_0 t - \eta_r = e_{r0}^0(p)M_* - e_{rn}^0(p)M_*, \quad (r = 0,...,n)$$

(\tau p + 1)M_* - M_* = 0,

то из (13) получим

$$\theta_r = e_{r0}^0(p)\mu_0 + e_{rn}^0(p) \left[-\vartheta p \theta_n + L(t) \right] \quad (r = 0, ..., n),$$

$$(\tau p + 1)\mu_0 + sp\theta_0 = 0.$$

$$(14)$$

Из второго уравнения системы (14) определим $\mu_0 = - sp\theta_0/(\tau p + 1),$

а из первого уравнения найдем

$$\theta_r = -e_{r0}^0(p) sp\theta_0/(\tau p+1) - e_{rn}^0(p) [9p\theta_n - L(t)]$$
 (r=0,...,n). (15)
Выделим из системы (15) уравнения, соответствующие r = 0 и r = n:

$$\begin{aligned} \theta_0 &= -e_{00}^0(p) sp \theta_0 / (\tau p + 1) - e_{0n}^0(p) [\vartheta p \theta_n - L(t)] & (r = 0), \\ \theta_n &= -e_{n0}^0(p) sp \theta_0 / (\tau p + 1) - e_{nn}^0(p) [\vartheta p \theta_n - L(t)] & (r = n), \end{aligned}$$

которые приведем к виду

$$\begin{bmatrix} 1 + e_{00}^{0}(p) sp/(\tau p + 1) \end{bmatrix} \theta_{0} + e_{0n}^{0}(p) \vartheta p \theta_{n} = e_{0n}^{0}(p) L(t), \\ e_{n0}^{0}(p) sp \theta_{0}/(\tau p + 1) + [1 + e_{nn}^{0}(p) \vartheta p] \theta_{n} = e_{nn}^{0}(p) L(t). \end{bmatrix}$$

Из системы этих уравнений найдем

$$\theta_0 = w_0(p)L(t), \qquad \theta_n = w_n(p)L(t), \qquad (16)$$

где

$$w_{0}(p) = \frac{e_{0n}^{0}(p)}{D(p)}, \quad w_{n}(p) = \frac{e_{nn}^{0}(p) + sp(\tau p + 1)^{-1}[e_{00}^{0}(p)e_{nn}^{0}(p) - (e_{0n}^{0}(p))^{2}]}{D(p)}, \quad (17)$$
$$D(p) = \frac{9\{\tau e_{nn}^{0}(p) + s[e_{00}^{0}(p)e_{nn}^{0}(p) - (e_{0n}^{0}(p))^{2}]\}p^{2} + [\tau + e_{nn}^{0}(p)9 + e_{00}^{0}(p))s]p + 1}{\tau p + 1}. \quad (18)$$

Подставив (16) в уравнения (15), получим

$$\theta_r = \left\{ -e_{r_0}^0(p) sp\theta_0 / \tau p + 1w_0(p) - e_{r_n}^0(p) [\vartheta p w_n(p) - 1] \right\} L(t)(r = 0, ..., n).$$
(19)
В изотном относь или 0 – 0 имосм

В частном случае при $\vartheta = 0$ имеем

$$\theta_r = \left\{ e_{rn}^0(p) - \frac{e_{r0}^0(p)spe_{0n}^0(p)}{1 + p[\tau + se_{00}^0(p)]} \right\} L(t) = w_r(p)L(t) \quad (r = 0, ..., n), \quad (20)$$

где $w_r(p)$ – передаточная функция, связывающая динамическую ошибку с возмущающим моментом.

При гармоническом возмущении вида $L(t) = L_0 \cos v t$, получим

$$\Theta_r(t) = L_0 |w_r(jv)| \cos(vt + \xi_r) \quad (r = 0,...,n),$$
(21)

где частотная характеристика системы и сдвиг по фазе:

$$w_r(jv) = e_{rn}^0(jv) - \frac{e_{r0}^0(jv)spe_{0n}^0(jv)}{1 + jv[\tau + se_{00}^0(jv)]} = \operatorname{Re} w_r(jv) + \operatorname{Im} w_r(jv), \qquad (22)$$

$$\cos \xi_r = \frac{\operatorname{Re} w_r(jv)}{\sqrt{\operatorname{Re}^2 w_r(jv) + \operatorname{Im}^2 w_r(jv)}}, \quad \sin \xi_r = \frac{\operatorname{Im} w_r(jv)}{\sqrt{\operatorname{Re}^2 w_r(jv) + \operatorname{Im}^2 w_r(jv)}}.$$

Определение динамических ошибок машинного агрегата

Определим динамические ошибки в установившемся режиме машинного агрегата, динамическая модель которого показана на рис. 1. Здесь Д – электродвигатель постоянного тока с независимым возбуждением со следующими параметрами: номинальная мощность $N_{\rm дH} = 4,5\,{\rm kBr}$, число оборотов холостого хода $n_{\rm xx} = 1100\,{\rm o6/миh}$, число оборотов при номинальной нагрузке $n_{\rm dh} = 1000\,{\rm o6/миh}$, момент инерции ротора двигателя $J_0 = 0,102\,{\rm kr}\cdot{\rm m}^2$, постоянная времени двигателя $\tau = 0,05\,{\rm c}$, входное напряжение $u_0 = 220\,{\rm B}$.

Параметры механической системы: осевые моменты инерции $J_1 = 0,05 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2$, $J_2 = 0,15 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2$, крутильные жесткости $c_{01} = 2000 \text{ H} \cdot \text{м}$, $c_{12} = 3200 \text{ H} \cdot \text{м}$, диссипативный параметр линейных сил сопротивления $\zeta_1^0 = \zeta_2^0 = 0.03$. К выходному звену приложена нагрузка $M_2 = M_{20} + L_1 \cos vt + L_5 \cos \left(5vt + \frac{\pi}{3}\right)$, где средний момент сил сопротивления $M_{20} = 40 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{M}$, амплитуда первой гармоники возмущения $L_1 = 35 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{M}$, частота которой v равна угловой скорости главного вала исполнительного механизма; амплитуда пятой гармоники возмущения $L_5 = 10 \text{ H} \cdot \text{ м}$, частота которой равна угловой скорости ротора двигателя, передаточное отношение редуктора $i_{02} = 5$.



Рис. 1. Динамическая модель машины
Определим собственные частоты и собственные формы трехмассовой системы со свободными концами. По матрицам

$$I^{0} = \begin{pmatrix} J_{0} & 0 & 0 \\ 0 & J_{1} & 0 \\ 0 & 0 & J_{2} \end{pmatrix}, \qquad C^{0} = \begin{pmatrix} c_{01} & -c_{01} & 0 \\ -c_{01} & c_{01} + c_{12} & -c_{12} \\ 0 & -c_{12} & c_{12} \end{pmatrix}$$

составим частотное уравнение

$$\det(C^0 - I^0 k^2) = \begin{vmatrix} 2000 - 0,102k^2 & -2000 & 0 \\ -2000 & 5200 - 0,05k^2 & -3200 \\ 0 & -3200 & 3200 - 0,15k^2 \end{vmatrix} = k^2(-7,65 \cdot 10^4 k^4 + 110,88k^2 - 193,28 \cdot 10^4) = 0.$$

Из уравнения определим собственные частоты

$$k_0 = 0; \quad k_1 = 142,35 \,\mathrm{c}^{-1}; \quad k_2 = 353,1 \,\mathrm{c}^{-1},$$

а из уравнений

$$(c_{01} - J_0 k_i^2) h_{i0} - c_{01} h_{i1} = 0,$$

$$c_{01} h_{i0} + (c_{01} + c_{12} - J_1 k_i^2) h_{i1} - c_{12} h_{i2} = 0$$

найдем собственные формы:

$$h_{0} = \begin{pmatrix} h_{00} \\ h_{01} \\ h_{02} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}; \quad h_{1} = \begin{pmatrix} h_{10} \\ h_{11} \\ h_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ -0,034 \\ -0,669 \end{pmatrix}; \quad h_{2} = \begin{pmatrix} h_{20} \\ h_{21} \\ h_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ -5,358 \\ 1,106 \end{pmatrix}.$$

Определим модальные массы, модальные жесткости и модальные коэффициенты сопротивления

$$\begin{aligned} \alpha_0^0 &= (I^0 h_0)^T h_0 = 0,302 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2; \quad \alpha_1^0 = (I^0 h_1)^T h_1 = 0,169 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2; \\ \alpha_2^0 &= (I^0 h_2)^T h_2 = 1,721 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2; \quad \gamma_0^0 = (C^0 h_0)^T h_0 = 0; \\ \gamma_1^0 &= (C^0 h_1)^T h_1 = 3,428 \cdot 10^3 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{m}; \\ \gamma_2^0 &= (C^0 h_2)^T h_2 = 2,166 \cdot 10^3 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{m}; \\ \beta_0^0 &= (B^0 h_0)^T h_0 = 0; \\ \beta_1^0 &= (B^0 h_1)^T h_1 = 2\sqrt{\alpha_1^0 \gamma_1^0} \zeta_1^0 = 1,445 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{m} \cdot \mathrm{c}; \\ \beta_2^0 &= (B^0 h_2)^T h_2 = 2\sqrt{\alpha_2^0 \gamma_2^0} \zeta_2^0 = 36,465 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{m} \cdot \mathrm{c}. \end{aligned}$$

Определим статические ошибки

 $\Delta_1 = c_{01}^{-1} M_{20} = 0,02; \quad \Delta_2 = (c_{01}^{-1} + c_{12}^{-1}) M_{20} = 0,033.$

Найдем среднюю угловую скорость в установившемся режиме. Статическую характеристику двигателя постоянного тока с независимым возбуждением считаем линейной: $M_0 = ru_0 - s\dot{\varphi}_0$.

Величину крутизны *s* и момента ru_0 определяем по заданным параметрам двигателя. На холостом ходу: $M_0 = 0$, $\omega_{xx} = (\dot{\phi}_0)_{xx} = \pi n_{xx} / 30 = =115,192 c^{-1}$. При номинальной

нагрузке:

 $M_{\rm дH} = N_{\rm дH} / \omega_{\rm дH} = 42,972 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{M}, \ \omega_{\rm дH} = (\dot{\varphi}_0)_{\rm дH} = \pi n_{\rm дH} / 30 = 104,72 \,\mathrm{c}^{-1}$ $\omega_{\rm дH} = (\dot{\varphi}_0)_{\rm дH} = \pi n_{\rm дH} / 30 = 104,72 \,\mathrm{c}^{-1};$ отсюда $s = M_{\rm dH} / \omega_{\rm xx} - \omega_{\rm dH} = 4,104 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{M} \cdot \mathrm{c}$. Из $ru_0 - s\omega_{\rm xx} = 0$ определим $r = s\omega_{\rm xx} / u_0 = 2,149 \,\mathrm{H} \cdot \mathrm{M}/\mathrm{B}$.

Среднюю угловую скорость ротора двигателя определим из выражения

$$\omega_0 = \omega_{\rm xx} - M_{20}/s = 105,444 \,{\rm c}^{-1}$$

Следовательно средняя угловая скорость входного звена исполнительного механизма $v = \omega_0 / i_{02} = 21,089 \text{ c}^{-1}$.

Вычислим параметры динамических податливостей системы со свободными концами. Операторы динамических податливостей определим в форме:

$$e_{sr}^{0}(p) = \frac{1}{J_{c}p^{2}} + \frac{\chi_{sr}^{(1)0}}{(\tau_{1}^{0})^{2}p^{2} + 2\zeta_{1}^{0}\tau_{1}^{0}p + 1} + \frac{\chi_{sr}^{(2)0}}{(\tau_{2}^{0})^{2}p^{2} + 2\zeta_{2}^{0}\tau_{2}^{0}p + 1} \quad (s, r = 0, 1, 2)$$

где $J_{\rm c} = J_0 + J_1 + J_2 = 0,302 \,\mathrm{kr} \cdot \mathrm{m}^2$; $\tau_1 = k_1^{-1} = 7,025 \cdot 10^{-3} \,\mathrm{c};$ $\tau_2 = k_2^{-1} = 2,832 \cdot 10^{-3} \,\mathrm{c}.$

Коэффициенты усиления определим по формуле

$$\chi_{sr}^{(m)0} = \frac{h_{ms}h_{mr}}{\gamma_m^0} = \frac{h_{ms}h_{mr}}{k_m^2\alpha_m^0} = h_{ms}h_{mr}\chi^{(m)}$$

где
$$\chi^{(m)} = 1/k_m^2 \alpha_m^0 = 1/k_m^2 \sum_{\ell=0}^n J_\ell h_{m\ell}^2$$

В рассматриваемой системе:

$$\chi_{00}^{(1)} = \frac{1}{k_1^2 (J_0 h_{10}^2 + J_1 h_{11}^2 + J_2 h_{12}^2)} = 2,917 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1},$$

$$\chi_{00}^{(1)} = \chi_{10}^{(1)} h_{10}^2 = 2,917 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \chi_{01}^{(1)} = \chi_{10}^{(1)} = \chi_{10}^{(1)} h_{10} h_{11} = -9,773 \cdot 10^{-6} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1};$$

$$\chi_{02}^{(1)} = \chi_{20}^{(1)} = \chi_{10}^{(1)} h_{10} h_{12} = -1,951 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \chi_{11}^{(1)} = \chi_{11}^{(1)} h_{11}^2 = 3,274 \cdot 10^{-7} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1};$$

$$\chi_{12}^{(1)} = \chi_{21}^{(1)} = \chi^{(1)} h_{11} h_{12} = 6,537 \cdot 10^{-6} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \chi_{22}^{(1)} = \chi^{(1)} h_{12}^2 = 1,305 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1};$$
$$\chi^{(2)} = \frac{1}{k_2^2 (J_0 h_{20}^2 + J_1 h_{21}^2 + J_2 h_{22}^2)} = 4,66 \cdot 10^{-6} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1},$$

$$\chi_{00}^{(2)} = \chi_{20}^{(2)} h_{20}^2 = 4,66 \cdot 10^{-6} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \chi_{01}^{(2)} = \chi_{10}^{(2)} = \chi_{20}^{(2)} h_{20} h_{21} = -2,497 \cdot 10^{-5} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \\ \chi_{02}^{(2)} = \chi_{20}^{(2)} = \chi_{20}^{(2)} h_{20} h_{22} = 5,155 \cdot 10^{-6} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \chi_{11}^{(2)} = \chi_{21}^{(2)} h_{21}^2 = 1,338 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1};$$

 $\chi_{12}^{(2)} = \chi_{21}^{(2)} = \chi^{(2)} h_{21} h_{22} = -2,762 \cdot 10^{-5} (H \cdot M)^{-1}; \quad \chi_{22}^{(2)} = \chi^{(2)} h_{22}^2 = 5,702 \cdot 10^{-6} (H \cdot M)^{-1}.$ Наиболее важным является определение динамических ошибок в резонансных режимах; тогда динамические податливости при $\omega = v$:

$$e_{00}^{0}(jv) = -7,143 \cdot 10^{-3} - j2,727 \cdot 10^{-6} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{01}^{0}(jv) = e_{10}^{0}(jv) = -7,48 \cdot 10^{-3} + j1,809 \cdot 10^{-7} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{02}^{0}(jv) = e_{20}^{0}(jv) = -7,64 \cdot 10^{-3} + j1,794 \cdot 10^{-6} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{11}^{0}(jv) = -7,311 \cdot 10^{-3} - j4,86 \cdot 10^{-7} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{12}^{0}(jv) = e_{21}^{0}(jv) = -7,466 \cdot 10^{-3} + j3,896 \cdot 10^{-8} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{22}^{0}(jv) = -7,306 \cdot 10^{-3} - j1,233 \cdot 10^{-6} (H \cdot M)^{-1},$$

динамические податливости при $\omega = 5\nu = \omega_0$:

$$e_{00}^{0}(j5v) = 3,474 \cdot 10^{-4} - j6,313 \cdot 10^{-5} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{01}^{0}(j5v) = e_{10}^{0}(j5v) = -3,467 \cdot 10^{-4} + j2,651 \cdot 10^{-6} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{02}^{0}(j5v) = e_{20}^{0}(j5v) = -7,203 \cdot 10^{-4} + j4,205 \cdot 10^{-5} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{11}^{0}(j5v) = -1,503 \cdot 10^{-4} - j296 \cdot 10^{-6} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{12}^{0}(j5v) = e_{21}^{0}(j5v) = -3,138 \cdot 10^{-4} - j8,161 \cdot 10^{-7} (H \cdot M)^{-1};$$

$$e_{22}^{0}(j5v) = -5,201 \cdot 10^{-6} - j2832 \cdot 10^{-5} (H \cdot M)^{-1},$$

где $j = \sqrt{-1}$.

Определим АЧХ системы и сдвиг по фазе по формулам: $w_r(\omega) = |w_r(j\omega)|,$

где

$$w_{r}(j\omega) = e_{r2}^{0}(j\omega) - \frac{e_{r0}^{0}(j\omega)spe_{02}^{0}(j\omega)}{1 + j\omega[\tau + se_{00}^{0}(j\omega)]} = \operatorname{Re} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) \quad (r = 0,1,2),$$

$$\operatorname{Re} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) = \operatorname{Im} w_{r}(j\omega) + \operatorname{Im} w_{$$

$$\cos\xi_r = \frac{\operatorname{Re} w_r(j\omega)}{\sqrt{\operatorname{Re}^2 w_r(j\omega) + \operatorname{Im}^2 w_r(j\omega)}}, \sin\xi_r = \frac{\operatorname{Im} w_r(j\omega)}{\sqrt{\operatorname{Re}^2 w_r(j\omega) + \operatorname{Im}^2 w_r(j\omega)}}$$

Тогда

$$w_{0}(v) = |w_{0}(jv)| = 0,01(H \cdot M)^{-1}; \quad \xi_{0}(v) = 0,4;$$

$$w_{1}(v) = |w_{1}(jv)| = 0,01(H \cdot M)^{-1}; \quad \xi_{1}(v) = 0,421;$$

$$w_{2}(v) = |w_{2}(jv)| = 0,01(H \cdot M)^{-1}; \quad \xi_{2}(v) = 0,434;$$

$$w_{0}(5v) = |w_{0}(j5v)| = 7,016 \cdot 10^{-4} (H \cdot M)^{-1}; \quad \xi_{0}(5v) = -0,059;$$

$$w_1(5v) = |w_1(j5v)| = 3,333 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \xi_1(5v) = 9,568 \cdot 10^{-3};$$

$$w_2(5v) = |w_0(j5v)| = 5,551 \cdot 10^{-5} (\text{H} \cdot \text{m})^{-1}; \quad \xi_0(5v) = 0,597.$$

Найдем динамические ошибки



Рис. 2. График динамических ошибок при учете статической и динамической характеристики двигателя

На рис. 2 изображены графики изменения функции $\theta_2(t)$ при учете динамической характеристики двигателя (сплошная линия) и при статической характеристике (пунктирная линия).

Результаты

Поскольку возмущение, приложенное к m-й массе механизма, является при установившемся движении периодическим процессом, содержащим гармоники с частотой $v_m l$ (l = 1, 2, ...), при $v_m l = \tau_r^{-1} = k_r$, т.е. если частота одной из гармоник возмущения совпадает с одной из собственных частот механической системы, то возникают резонансные колебания, которые принято называть упругими резонансами машины.

Если для некоторых *m* и *l* выполняется условие $(v_m l)^2 = [\tau J_0 / (s + \vartheta)]^{-1}$, то в системе реализуется двигательный резонанс, приводящий к росту динамических ошибок. Учет динамической характеристики двигателя также ведет к росту амплитуд

динамических ошибок. Существенное влияние на развитие резонансных колебаний оказывает также крутизна характеристики двигателя. Наиболее эффективное подавление резонансных колебаний на всех частотах осуществляется при некоторых средних значениях крутизны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Коловский М.З. Динамика машин Л.: Машиностроение, 1989, 263 с.
- [2] I.Vulfson. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015, 390 p.
- [3] 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.
- [4] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
- [5] Dresig, H., Holzweißig, F.: Dynamics of Machinery. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.
- [6] Beitelschmitd M., Dresig H. Machinendynamic. Aufgaben und Beispiele. Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. 407 S.
- [7] Harris, C. M., Crede, C. E.: Shock and Vibration Handbook, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
- [8] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Часть 1: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 284 с.
- [9] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. 2. Aufl. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2005.
- [10] 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
- [11] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination .of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, pp. 163-174.
- [12] Evgrafov A.N., KarazinV.I., Petrov G.N., Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127
- [13] Norton R.L. Design of Machinery, 4 ed, McGraw Hill, 2007, p.860.
- [14] Mabie H.H., Reinholz C.F. Mechanisms and Dynamics of Machinery. John Wiley and Sons, New York, 2011, p.644.
- [15] Семенов Ю.А. Динамика машин. Изд-во Политехн. ун-та, 2010, 318 с.
- [16] 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.

- [17] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Dynamic Errors in Machines with Elastic Links.: Springer Verlag Berlin, 2019. pp. 163-174.
- [18] Андриенко П.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Терешин В.А., Хисамов А.В., Хлебосолов И.О. Исследование и моделирование стенда знакопеременных линейных ускорений Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. № 11. С. 59-70.
- [19] Евграфов А.Н., Петров Г.Н., Терешин В.А. Использование дополнительных входов рычажных механизмов при приближении к особым положениям. Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. № 11. С. 82-90.
- [20] Коловский М.З., Евграфов А.Н. О некоторых направлениях модернизации курса ТММ. Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 1 (1). С. 3-29.

Yu. A. Semenov, N.S. Semenova

INFLUENCE OF THE DYNAMIC CHARACTERISTIC OF THE ENGINE ON THE STEADY MOTION OF THE MACHINE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

With the development of technology, a situation arises more and more often when the use of the simplest dynamic models with rigid links becomes unacceptable and it is necessary to turn to more complex models that take into account the elasticity of the links. The latter is due to the intensification of technological processes and the increase in the working speeds of machines, which leads to an increase in the level of vibrations.

The equations of motion of the machine unit consist of the equation of motion of the mechanical system and the characteristics of the engine. The use of the engine's ideal characteristics is acceptable at the early stages of machine design; a more accurate dynamic analysis requires taking into account the dependencies of the law of motion on the load reflected by static and dynamic characteristics.

The actual task of creating machines is the problem of reducing the dynamic errors caused by elastic vibrations of their mechanisms and the dynamic properties of the engine in steady and transient modes of operation. This problem becomes especially important when creating new highperformance machines and, above all, industrial robots, positioning platforms, etc. *Keywords*: natural frequencies and modes, dynamic compliances, dynamic errors.

REFERENCES

- [1] Kolovsky M.Z. Dynamics of machines-L.: Mechanical Engineering, 1989, 263 p. (rus.)
- [2] I. Wolfson. Dynamics of cyclic machines. Series: Fundamentals of Engineering Mechanics. . Springer Verlag, 2015, 390 p.
- [3] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Sloush A.V. Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000, 394 p.
- [4] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of machines and mechanisms. Oxford University Press, 2010. 832 p.
- [5] Dresig H., Holzweisig F. Dynamics of cars. Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, 2010, 554 p.
- [6] Beitelschmitt M., Dresig H. Machine dynamics. A Aufgaben and Beispile. Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. 407 p.
- [7] Harris, K. M., Krede, K. E.: Handbook of Shocks and Vibrations, 6. Edition – New York: McGraw-Hill Book Company, 2010.
- [8] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Theory of mechanisms and machines in examples and problems Part 1 : Publishing House of the Polytechnic University, 2015. – 284 p (rus.).
- [9] Dresig H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. 2. Aufl. Berlin; Heidelberg: : Springer-Verlag, 2005. International Review of Mechanical Engineering.
- [10] Semenov Yu.A., Semenova N.S., Egorova O.V. Dynamic mesh taking into account the time-varying rigidity of the gear mesh. I.RE.M.E., Volume 12, No. 9, pp.736-741, 2018
- [11] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination .of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, pp. 163-174.
- [12] 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.
- [13] Norton R.L. Design of Machinery, 4 ed, McGraw Hill, 2007, p.860.
- [14] Mabie H.H., Reinholz C.F. Mechanisms and Dynamics of Machinery. John Wiley and Sons, 2011, p.644.
- [15] Semenov Yu.A. Dynamics of machines. Publishing house of the Polytechnic University, , 2010, 318 p. (rus.)
- [16] 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.

- [17] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Dynamic Errors in Machines with Elastic Links.: Springer Verlag Berlin, 2019. pp. 163-174.
- [18] Andrienko P.A., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Tereshin V.A., Khisimov A.V., Khlebosolov I.O. Research and modeling of the stand of alternating linear accelerations Modern mechanical engineering. Science and education. 2022. No. 11. pp. 59-70.
- [19] Evgrafov A.N., Petrov G.N., Tereshin V.A. The use of additional inputs of lever mechanisms when approaching special positions. Modern mechanical engineering. Science and education. 2022. No. 11. pp. 82-90.
- [20] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N. On Some Directions of Modernizing the TMM Course. Theory of Mechanisms and Machines. 2003. V. 1. № 1 (1). Pp. 3-29.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 531.25 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-526

А.С. Смирнов¹, Т.Н. Хашба², Б.А. Смольников³

УСТОЙЧИВОСТЬ РАВНОВЕСИЯ ЦЕПОЧЕК ПОЛУЦИЛИНДРОВ, СТЯНУТЫХ УПРУГОЙ НИТЬЮ



¹Алексей Сергеевич Смирнов Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Институт проблем машиноведения Российской академии наук Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-7778, E-mail: <u>smirnov.alexey.1994@gmail.com</u>



²Тимур Нугзарович Хашба Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-7778, E-mail: <u>hashba_tn@spbstu.ru</u>



³Борис 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 рассматриваются две задачи об устойчивости равновесия цепочек тяжелых полуцилиндрических брусьев, которые стянуты упругой нитью, проходящей через просверленные по радиусу отверстия. Такие системы моделируют различные несущие конструкции, предназначенные для высотных сооружений. Для каждой из задач приводится построение потенциальной энергии системы в квадратичной аппроксимации и на ее основе формируется матрица квазиупругих коэффициентов. При помощи критерия Сильвестра выявляются условия устойчивости тривиального положения равновесия цепочек полуцилиндров в зависимости от их числа, которые определяют требования к силе натяжения нити. Эти результаты приведены в табличном виде, позволяющем осуществить сопоставление условий устойчивости для обеих задач. Сделанные выводы представляют не только теоретический интерес, но также могут оказаться полезными и в практическом отношении при решении задач прикладной механики.

Ключевые слова: полуцилиндр, цепочка, упругая нить, потенциальная энергия, матрица квазиупругих коэффициентов, устойчивость равновесия, критерий Сильвестра, безразмерный параметр, условия устойчивости.

Введение

Вопросам устойчивости положений равновесия механических систем, находящихся под действием как консервативных, так и диссипативных, гироскопических или циркуляционных сил, посвящен весьма обширный пласт научных работ, в том числе и вышедших за последнее время, причем они посвящены как теоретическим, так и практическим аспектам [1-14]. Особый интерес здесь представляют задачи об устойчивости равновесия консервативных систем, обладающих регулярной структурой и имеющих произвольное конечное число степеней свободы, которые к тому же иногда встречаются в различных технических приложениях [15]. К сожалению, круг работ, посвященных подобным задачам, является весьма небольшим, несмотря на то, что задач о колебаниях механических систем с регулярной структурой в существующей литературе имеется довольно много [16-18]. Несомненно, указанный пробел нуждается в восполнении, тем более, что такие задачи могут иметь важное прикладное значение в инженерном деле.

Ввиду сказанного выше, настоящая работа посвящена исследованию устойчивости равновесия цепочек полуцилиндров, помещенных друг на друга в поле силы тяжести и стянутых упругой нитью, в двух вариантах расположения полуцилиндров и при произвольном их количестве.

Постановка задачи

Переходя к конкретной постановке задачи, рассмотрим две цепочки, состоящие из n одинаковых однородных брусьев, каждый из которых обладает сечением в форме полукруга радиуса R и имеет вес P. Будем считать, что эти полуцилиндры стянуты с силой F упругой нитью, проходящей через просверленные по радиусу отверстия. Рассмотрим далее два случая: в первом из них будем полагать, что основания полуцилиндров обращены вниз, причем сама цепочка помещена на неподвижный опорный полуцилиндр того же радиуса (рис. 1, a), тогда как во втором случае основания полуцилиндров обращены вверх, причем цепочка помещена на горизонтальную плоскость (рис. 1, b). Получившиеся при этом своего рода многозвенники с упруго-напряженным сердечником могут моделировать

разнообразные конструкции, в том числе и некоторый «искусственный позвоночник», играющий роль несущей конструкции для различных высотных сооружений, а также могут оказаться полезными и для описания биомеханических систем. Будем считать далее, что полуцилиндры могут отклоняться от своих исходных равновесных положений лишь в плоскости чертежа, так что приведенные расчетные схемы можно считать плоскими.

Целью дальнейшего анализа является выяснение требований к силе натяжения нити *F*, обеспечивающей устойчивость равновесия столбца полуцилиндров, в зависимости от их числа *n* в цепочке.



Рис. 1. Цепочки полуцилиндров, стянутых упругой нитью, с основаниями, обращенными: *a*) Вниз, *b*) Вверх

Решение задачи

Рассмотрим сначала расчетную схему, которая приведена на рис. 1, *а*. В качестве обобщенных координат задачи, характеризующих отклоненное положение системы, будем принимать углы ϕ_k , $k = \overline{1, n}$, составляемые осями симметрии полуцилиндров с вертикалью в этом положении. Будем считать, что качение полуцилиндров осуществляется без проскальзывания. Ясно, что суммарная потенциальная энергия цепочки полуцилиндров в отклоненном положении может быть записана в следующем виде:

$$\Pi = F \sum_{k=1}^{n} \Delta_k + P \sum_{k=1}^{n} h_k, \qquad (1)$$

107

где Δ_k – длина участка упругой нити между краями отверстий (k-1)-го и k-го полуцилиндров, представляющая собой часть общего удлинения нити (рис. 2, a), а h_k – высота подъема центра масс k-го полуцилиндра (точки C_k) над его равновесным положением.



Рис. 2. Два соседних полуцилиндра в отклоненном положении в цепочках полуцилиндров с основаниями, обращенными: *a*) Вниз, *b*) Вверх

Для вычисления величины Δ_k наиболее просто определить проекции соответствующего участка нити на основание k-го полуцилиндра и на его радиус, перпендикулярный этому основанию, принимая во внимание отсутствие проскальзывания, после чего можно легко получить искомое выражение, а также сразу выписать его квадратичную аппроксимацию по обобщенным координатам, достаточную для дальнейших действий:

$$\Delta_{k} = \sqrt{\left[R\left(\varphi_{k}-\varphi_{k-1}\right)-R\sin\left(\varphi_{k}-\varphi_{k-1}\right)\right]^{2}+\left[R-R\cos\left(\varphi_{k}-\varphi_{k-1}\right)\right]^{2}} \approx$$

$$\approx \frac{R}{2}\left(\varphi_{k}-\varphi_{k-1}\right)^{2}.$$
(2)

Отметим, что формула (2) остается справедливой и для k = 1, если ввести в рассмотрение фиктивное значение $\varphi_0 = 0$. Отсюда вытекает, что имеют место следующие формулы:

$$\Delta_{1} = \frac{R}{2} \phi_{1}^{2}, \quad \Delta_{2} = \frac{R}{2} (\phi_{2} - \phi_{1})^{2}, \quad \Delta_{3} = \frac{R}{2} (\phi_{3} - \phi_{2})^{2}, \quad \dots, \quad \Delta_{n} = \frac{R}{2} (\phi_{n} - \phi_{n-1})^{2}. \quad (3)$$

Что касается величин h_k , то для их определения можно записать согласно рис. 2, *а* следующее соотношение:

$$h_{k} = h_{k-1} - \alpha R \cos \varphi_{k-1} + R (\cos \varphi_{k} - 1) + R (\varphi_{k} - \varphi_{k-1}) \sin \varphi_{k} + \alpha R \cos \varphi_{k} \approx \approx h_{k-1} + \frac{1}{2} \alpha R (\varphi_{k-1}^{2} - \varphi_{k}^{2}) + \frac{1}{2} R (\varphi_{k}^{2} - 2\varphi_{k}\varphi_{k-1}),$$
(4)

108

где для краткости принято, что $\alpha = 4/(3\pi)$, а также выписана квадратичная аппроксимация данного выражения. Легко понять, что соотношение (4) позволяет вычислить все значения h_k , $k = \overline{1, n}$, если положить для опорного неподвижного полуцилиндра $h_0 = 0$, а также принять во внимание, что $\varphi_0 = 0$. В результате будем иметь:

$$h_{1} = \frac{R}{2}(1-\alpha)\phi_{1}^{2}, \quad h_{2} = \frac{R}{2} \Big[\phi_{1}^{2} + (1-\alpha)\phi_{2}^{2} - 2\phi_{1}\phi_{2}\Big],$$

$$h_{3} = \frac{R}{2} \Big[\phi_{1}^{2} + \phi_{2}^{2} + (1-\alpha)\phi_{3}^{2} - 2\phi_{1}\phi_{2} - 2\phi_{2}\phi_{3}\Big], \quad \dots, \quad (5)$$

$$h_{n} = \frac{R}{2} \Big[\phi_{1}^{2} + \phi_{2}^{2} + \dots + \phi_{n-1}^{2} + (1-\alpha)\phi_{n}^{2} - 2\phi_{1}\phi_{2} - 2\phi_{2}\phi_{3} - \dots - 2\phi_{n-1}\phi_{n}\Big].$$

Подставляя соотношения (3) и (5) в формулу (1) и вводя в рассмотрение ключевой безразмерный параметр задачи f = F / P, получим после несложных преобразований выражение для потенциальной энергии системы в квадратичной аппроксимации:

$$\Pi = \frac{1}{2} PR \Big[(n - \alpha + 2f) \varphi_1^2 + (n - 1 - \alpha + 2f) \varphi_2^2 + (n - 2 - \alpha + 2f) \varphi_3^2 + \dots + (2 - \alpha + 2f) \varphi_{n-1}^2 + (1 - \alpha + f) \varphi_n^2 - (6) - 2(n - 1 + f) \varphi_1 \varphi_2 - 2(n - 2 + f) \varphi_2 \varphi_3 - \dots - 2(1 + f) \varphi_{n-1} \varphi_n \Big] = \frac{1}{2} PR \varphi^T C_n \varphi,$$

где $\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_1, \varphi_2, ..., \varphi_n]^T$ – столбец обобщенных координат, а \mathbf{C}_n – матрица квазиупругих коэффициентов в обезразмеренном варианте, которая имеет следующую трехдиагональную структуру:

$$\mathbf{C}_{n} = \begin{bmatrix} n - \alpha + 2f & -(n - 1 + f) & 0 & \cdots & 0 & 0\\ -(n - 1 + f) & n - 1 - \alpha + 2f & -(n - 2 + f) & \cdots & 0 & 0\\ 0 & -(n - 2 + f) & n - 2 - \alpha + 2f & \cdots & 0 & 0\\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots\\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 2 - \alpha + 2f & -(1 + f)\\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -(1 + f) & 1 - \alpha + f \end{bmatrix}.$$

$$(7)$$

Важно подчеркнуть, что матрицу (7) необходимо формировать с конца. Как известно, условием устойчивости тривиального положения равновесия системы, когда $\varphi_1 = \varphi_2 = ... = \varphi_n = 0$, является требование положительной определенности матрицы (7), которое в свою очередь диктуется критерием Сильвестра, т. е. положительностью всех главных угловых миноров матрицы (7). Так, для n = 1 из (7) будем иметь $c_1 = 1 - \alpha + f$, и поскольку $\alpha = 4/(3\pi)$, то очевидно, величина c_1 всегда является положительной при

любых значениях f > 0, отвечающих смыслу задачи. Для n = 2 матрица C_2 из (7) и условия ее положительной определенности принимают вид:

$$\mathbf{C}_{2} = \begin{bmatrix} 2 - \alpha + 2f & -(1+f) \\ -(1+f) & 1 - \alpha + f \end{bmatrix}, \quad \begin{cases} 2 - \alpha + 2f > 0 \\ f^{2} - (3\alpha - 2)f + \alpha^{2} - 3\alpha + 1 > 0 \end{cases}, \tag{8}$$

и они сводятся к неравенству, которое является условием устойчивости:

$$f > \frac{1}{2} \left[\left(3 + \sqrt{5} \right) \alpha - 2 \right] = \frac{2}{3\pi} \left(3 + \sqrt{5} \right) - 1 \approx 0.1111.$$
(9)

Наконец, подчеркнем, что при n > 2 условия устойчивости целесообразно определять, прибегая для решения системы детерминантных неравенств к использованию численных методов.

Переходя к расчетной схеме, представленной на рис. 1, b, и выбирая обобщенные координаты аналогичным образом, обратимся к рис. 2, b, где приведено отклоненное положение (k-1)-го и k-го полуцилиндров. Легко видеть, что в этом случае формулы (2) и (3) сохраняют справедливость, и для использования формулы (1) следует лишь модифицировать выражения (4) и (5). В самом деле, вместо (4) теперь согласно рис. 2, b будем иметь:

$$h_{k} = h_{k-1} + \alpha R \cos \varphi_{k-1} - R(\varphi_{k} - \varphi_{k-1}) \sin \varphi_{k-1} + R(\cos \varphi_{k-1} - 1) - \alpha R \cos \varphi_{k} \approx \approx h_{k-1} + \frac{1}{2} \alpha R(\varphi_{k}^{2} - \varphi_{k-1}^{2}) + \frac{1}{2} R(\varphi_{k-1}^{2} - 2\varphi_{k}\varphi_{k-1}),$$
(10)

и, полагая в данном выражении $h_0 = 0$ и $\phi_0 = 0$, получим соотношения:

$$h_{1} = \frac{R}{2} \alpha \varphi_{1}^{2}, \quad h_{2} = \frac{R}{2} \Big(\varphi_{1}^{2} + \alpha \varphi_{2}^{2} - 2\varphi_{1}\varphi_{2} \Big),$$

$$h_{3} = \frac{R}{2} \Big(\varphi_{1}^{2} + \varphi_{2}^{2} + \alpha \varphi_{3}^{2} - 2\varphi_{1}\varphi_{2} - 2\varphi_{2}\varphi_{3} \Big), \quad \dots, \qquad (11)$$

$$h_{n} = \frac{R}{2} \Big(\varphi_{1}^{2} + \varphi_{2}^{2} + \dots + \varphi_{n-1}^{2} + \alpha \varphi_{n}^{2} - 2\varphi_{1}\varphi_{2} - 2\varphi_{2}\varphi_{3} - \dots - 2\varphi_{n-1}\varphi_{n} \Big).$$

Подставляя теперь соотношения (3) и (11) в формулу (1), приходим в этой ситуации к следующему выражению для потенциальной энергии системы в квадратичной аппроксимации:

$$\Pi = \frac{1}{2} PR \Big[(n-1+\alpha+2f)\varphi_1^2 + (n-2+\alpha+2f)\varphi_2^2 + (n-3+\alpha+2f)\varphi_3^2 + \dots + (1+\alpha+2f)\varphi_{n-1}^2 + (\alpha+f)\varphi_n^2 - (12) - 2(n-1+f)\varphi_1\varphi_2 - 2(n-2+f)\varphi_2\varphi_3 - \dots - 2(1+f)\varphi_{n-1}\varphi_n \Big] = \frac{1}{2} PR \varphi^{\mathrm{T}} \mathbf{C}_n \varphi,$$

где $\boldsymbol{\phi} = [\phi_1, \phi_2, ..., \phi_n]^T$ есть столбец обобщенных координат, а матрица квазиупругих коэффициентов в обезразмеренном варианте \mathbf{C}_n имеет вид:

$$\mathbf{C}_{n} = \begin{bmatrix} n-1+\alpha+2f & -(n-1+f) & 0 & \cdots & 0 & 0\\ -(n-1+f) & n-2+\alpha+2f & -(n-2+f) & \cdots & 0 & 0\\ 0 & -(n-2+f) & n-3+\alpha+2f & \cdots & 0 & 0\\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots\\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 1+\alpha+2f & -(1+f)\\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -(1+f) & \alpha+f \end{bmatrix}$$
(13)

Подчеркнем, что полученная матрица отличается от матрицы (7) из предыдущей задачи лишь заменой α на $1-\alpha$, при этом ее также следует рассматривать с конца. Условиями устойчивости тривиального положения равновесия системы здесь по аналогии являются условия положительной определенности матрицы (13), которые даются критерием Сильвестра. Так, для n=1 будем иметь из (13), что $c_1 = \alpha + f$, и эта величина, конечно, положительна при любом значении f > 0. Для n = 2 матрица C_2 из (7), а также условия ее положительной определенности принимают вид:

$$\mathbf{C}_{2} = \begin{bmatrix} 1 + \alpha + 2f & -(1+f) \\ -(1+f) & \alpha + f \end{bmatrix}, \quad \begin{cases} 1 + \alpha + 2f > 0 \\ f^{2} - (1-3\alpha)f + \alpha^{2} + \alpha - 1 > 0 \end{cases}, \quad (14)$$

так что условие устойчивости в этом случае определится неравенством:

$$f > \frac{1}{2} \left[1 + \sqrt{5} - \left(3 + \sqrt{5}\right) \alpha \right] = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{5}\right) - \frac{2}{3\pi} \left(3 + \sqrt{5}\right) \approx 0.5069.$$
(15)

Для случая *n* > 2 условия устойчивости и в этой задаче следует определять уже при помощи численных процедур.

Анализ результатов

Обратимся теперь к обсуждению результатов исследования на основе полученных выше выражений. Для этой цели удобно представить условия устойчивости тривиального положения равновесия для обеих задач в табличном виде при достаточно небольших значениях n (от 1 до 5), чтобы можно было наиболее просто осуществлять их сопоставление (таблица 1).

Таблица 1. Условия устойчивости цепочек полуцилиндров, стянутых упругой нитью, записанные в терминах безразмерного параметра f = F / P

Расчетная схема	<i>n</i> = 1	<i>n</i> = 2	<i>n</i> =3	<i>n</i> = 4	<i>n</i> =5
Рис. 1, а	f > 0	<i>f</i> > 0.1111	<i>f</i> > 2.6503	<i>f</i> > 7.8328	f >16.4096
Рис. 1, <i>b</i>	<i>f</i> > 0	<i>f</i> > 0.5069	<i>f</i> > 3.3981	<i>f</i> > 9.0445	f >18.2005

Анализируя таблицу 1, нетрудно видеть, что при n = 1 устойчивость равновесия имеет место при любом физически реализуемом значении силы натяжения нити (т. е. f > 0) в каждой из задач, тогда как с увеличением nкритическое значение безразмерного параметра f, являющееся нижней границей условия устойчивости, начинает достаточно быстро возрастать, как этого и можно было ожидать. При этом важно подчеркнуть, что для принятых значений n от 1 до 5 в задаче, расчетная схема которой дана на рис. 1, a, критическое значение параметра f оказывается меньшим, чем в задаче, для которой расчетная схема представлена на рис. 1, b. Таким образом, полученные выражения позволяют при заданных значениях веса *Р* одного полуцилиндра и их числа *n* в цепочке выяснить требования к силе натяжения нити F, которая обеспечивает устойчивость цепочки полуцилиндров. Кроме того, они также дают ответ на вопрос, какое наибольшее количество *n* полуцилиндров можно использовать в цепочке, чтобы обеспечить ее устойчивость при заданных значениях величин F и Р. Наконец, эти результаты также позволяют дать ответ на вопрос о том, каким должно быть предельно допустимое значение веса полуцилиндра Р при заданных значениях величин F и n, чтобы имела место устойчивость. Сказанное означает, что найденные условия устойчивости тривиального положения равновесия цепочек полуцилиндров позволяют решить сразу несколько смежных задач, а потому они помимо своего фундаментального значения могут играть важную роль и в практическом отношении.

В завершение разговора о рассматриваемых задачах отметим, что иногда более удобной оказывается запись условий устойчивости не в терминах ранее использованного безразмерного параметра f = F / P, представляющего собой отношение силы натяжения нити F к весу одного полуцилиндра P, а в терминах другого, связанного с ним безразмерного параметра $\tilde{f} = F / (nP) = f / n$, который характеризует отношение силы натяжения нити F к весу всей цепочки, равному nP. В таком случае условия устойчивости примут вид, приведенный в таблице 2, и теперь они позволяют оценить, во сколько раз сила натяжения нити должна превосходить общий вес цепочки полуцилиндров для обеспечения устойчивости исследуемого положения равновесия.

Таблица 2. Условия устойчивости цепочек полуцилиндров, стянутых упругой нитью, записанные в терминах безразмерного параметра $\tilde{f} = F / (nP) = f / n$

Расчетная схема	<i>n</i> =1	<i>n</i> = 2	<i>n</i> =3	<i>n</i> = 4	n=5
Рис. 1, а	$\tilde{f} > 0$	$\tilde{f} > 0.0556$	$\tilde{f} > 0.8834$	$\tilde{f} > 1.9582$	$\tilde{f} > 3.2819$
Рис. 1, <i>b</i>	$\tilde{f} > 0$	$\tilde{f} > 0.2535$	$\tilde{f} > 1.1327$	$\tilde{f} > 2.2611$	$\tilde{f} > 4.5501$

Заключение

В настоящей работе были рассмотрены две задачи об устойчивости положения равновесия цепочек полуцилиндров, стянутых упругой нитью, с различным расположением оснований полуцилиндров, которые были обращены либо вниз, либо вверх. В каждой из этих задач были получены условия устойчивости в зависимости от числа полуцилиндров в цепочке в терминах ключевого безразмерного параметра задачи, характеризующего отношение силы натяжения нити к весу одного полуцилиндра. Показано, что критическое значение ключевого безразмерного параметра для обеих задач повышается с увеличением числа полуцилиндров, причем в первой задаче оно оказывается меньшим, чем во второй. Кроме того, установлены и требования к силе натяжения нити, обеспечивающей устойчивость, по отношению к весу всей цепочки полуцилиндров. Полученные результаты представляют интерес для аналитической статики и теории устойчивости, а также они могут оказаться полезными для технических приложений. Наконец, рассмотренные в данной работе примеры могут использоваться в учебной практике, а также служить базой для постановки более сложных задач об устойчивости равновесия систем с регулярной структурой и их последующего решения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Boruk I.G., Lobas L.G. Stability of equilibrium for an inverted two-link mathematical pendulum with critical tracking forces. 1999. International Applied Mechanics. 35, pp. 962-967.
- [2] Sosnitskii S.P. The stabilization of the equilibrium of conservative systems using gyroscopic forces. 2000. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 64(1), pp. 53-63.
- [3] Zhechev M.M. Asymptotic Stability of the Equilibrium of Singular Mechanical Systems. 2001. Automation and Remote Control. 62, pp. 383-390.
- [4] Burov A.A. The existence and stability of the equilibria of mechanical systems with constraints produced by large potential forces. 2003. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 67(2), pp. 193-200.
- [5] Александров А.Ю., Бузлукова О.А., Косов А.А. О сохранении устойчивости положений равновесия механических систем при эволюции диссипативных сил. Вестник Санкт-Петербургского университета. Сер. 10. 2007. Вып. 1. С. 1-15.
- [6] Александров А.Ю., Косов А.А. Об устойчивости гироскопических систем. Вестник Санкт-Петербургского университета. Сер. 10. 2013. Вып. 2. С. 3-13.

- [7] Байков А.Е., Майоров А.Ю. Об устойчивости положения равновесия дискретной модели заправочного шланга под действием реактивной силы. Нелинейная динамика. 2015. Т. 11. № 1. С. 127-146.
- [8] Krasil'nikov P.S., Maiorov A.Y. On the Stability of Equilibrium of a Mechanical System with Tracking, Potential, and Small Dissipative Forces. 2018. Mechanics of Solids. 53, pp. 52-59.
- [9] Селюцкий Ю.Д. О смене характера устойчивости положения равновесия при изменении жесткости по одной из обобщенных координат. Доклады Российской академии наук. Физика, технические науки. 2020. Т. 491. С. 58-61.
- [10] Козлов В.В. Об устойчивости циркуляционных систем. Доклады Российской академии наук. Физика, технические науки. 2020. Т. 494. С. 47-50.
- [11] Kozlov V.V. Stability of circulatory systems under viscous friction forces. 2020. Mechanics of Solids. 55(8), pp. 1135-1141.
- [12] Selyutskiy Y.D. Potential forces and alternation of stability character in non-conservative systems. 2021. Applied mathematical modelling. 90, pp. 191-199.
- [13] Kozlov V.V. On the instability of equilibria of mechanical systems in nonpotential force fields in the case of typical degeneracies. 2021. Acta Mechanica. 232(9), pp. 3331-3341.
- [14] Puzyrov V., Awrejcewicz J., Losyeva N., Savchenko N. On the stability of the equilibrium of the double pendulum with follower force: some new results. 2022. Journal of Sound and Vibration. 523, pp. 116699.
- [15] Хашба Т.Н., Смирнов А.С. Устойчивость равновесия многозвенных маятников. Молодежь и наука: актуальные проблемы фундаментальных и прикладных исследований: Материалы V Всероссийской национальной научной конференции молодых ученых. Комсомольск-на-Амуре, 11-15 апреля 2022 г. 2022. Ч. 2. С. 95-97.
- [16] Исполов Ю.Г. Вычислительные методы в теории колебаний. СПб.: изд-во Политехнического ун-та, 2008. 124 с.
- [17] Смирнов А.С., Дегилевич Е.А. Колебания цепных систем. СПб.: Политех-пресс, 2021. 246 с.
- [18] Смольников Б.А., Смирнов А.С. Колебания струны с внутренним трением. 10-я Международная научно-практическая конференция Современное машиностроение: Наука и образование (MMESE-2021). Санкт-Петербург, 24 июня 2021. 2021. С. 192-203.

EQUILIBRIUM STABILITY OF CHAINS OF SEMI-CYLINDERS STRETCHED BY AN ELASTIC THREAD

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia; ²Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia.

Abstract

The paper considers two problems of the stability of the equilibrium of chains of heavy semi-cylindrical bars, which are pulled together by an elastic thread passing through holes drilled along the radius. Such systems model various load-bearing structures intended for high-rise buildings. For each of the problems the construction of the potential energy of the system in a quadratic approximation is given, and on its basis a matrix of quasi-elastic coefficients is formed. Using the Sylvester criterion, stability conditions of the trivial equilibrium position of chains of semi-cylinders depending on their number are revealed, which determine requirements for the thread tension force. These results are presented in tabular form, which makes it possible to compare stability conditions for both problems. The conclusions drawn are not only of theoretical interest, but can also be useful in practical terms for solving problems of applied mechanics.

Key words: semi-cylinder, chain, elastic thread, potential energy, matrix of quasi-elastic coefficients, equilibrium stability, Sylvester criterion, dimensionless parameter, stability conditions.

REFERENCES

- [1] Boruk I.G., Lobas L.G. Stability of equilibrium for an inverted two-link mathematical pendulum with critical tracking forces. 1999. International Applied Mechanics. 35, pp. 962-967.
- [2] Sosnitskii S.P. The stabilization of the equilibrium of conservative systems using gyroscopic forces. 2000. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 64(1), pp. 53-63.
- [3] Zhechev M.M. Asymptotic Stability of the Equilibrium of Singular Mechanical Systems. 2001. Automation and Remote Control. 62, pp. 383-390.
- [4] Burov A.A. The existence and stability of the equilibria of mechanical systems with constraints produced by large potential forces. 2003. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 67(2), pp. 193-200.

- [5] Aleksandrov A.Yu., Buzlukova O.A., Kosov A.A. On the maintenance of the equilibrium position stability of mechanical systems under the evolution of dissipative forces. 2007. Vestnik St. Petersburg University, ser. 10. 1, pp. 1-15. (rus.)
- [6] Aleksandrov A.Yu., Kosov A.A. On stability of gyroscopic systems. 2013. Vestnik St. Petersburg University, ser. 10. 2, pp. 3-13. (rus.)
- [7] Baikov A.E., Mayorov A.Yu. On the equilibrium position stability of discrete model of filling hose under the action of reactive force. 2015. Russian Journal of Nonlinear Dynamics. 11(1), pp. 127-146. (rus.)
- [8] Krasil'nikov P.S., Maiorov A.Y. On the Stability of Equilibrium of a Mechanical System with Tracking, Potential, and Small Dissipative Forces. 2018. Mechanics of Solids. 53, pp. 52-59.
- [9] Selyutskiy Y.D. Change in the character of stability of equilibrium in the case of a change in the rigidity of a generalize coordinate. 2020. Doklady Physics. 65(3), pp. 109-111.
- [10] Kozlov V.V. The stability of circulatory systems. 2020. Doklady Physics. 65(9), pp. 323-325.
- [11] Kozlov V.V. Stability of circulatory systems under viscous friction forces. 2020. Mechanics of Solids. 55(8), pp. 1135-1141.
- [12] Selyutskiy Y.D. Potential forces and alternation of stability character in non-conservative systems. 2021. Applied mathematical modelling. 90, pp. 191-199.
- [13] Kozlov V.V. On the instability of equilibria of mechanical systems in nonpotential force fields in the case of typical degeneracies. 2021. Acta Mechanica. 232(9), pp. 3331-3341.
- [14] Puzyrov V., Awrejcewicz J., Losyeva N., Savchenko N. On the stability of the equilibrium of the double pendulum with follower force: some new results. 2022. Journal of Sound and Vibration. 523, pp. 116699.
- [15] Khashba T.N., Smirnov A.S. Equilibrium stability of multi-link pendulums. Youth and Science: actual problems of fundamental and applied research, Materials of the V All-Russian scientific conference of students, postgraduates and young scientists. Komsomolsk-on-Amur, April 11-15, 2022. 2022. Vol. 2. pp. 95–97. (rus.)
- [16] Ispolov Yu.G. Computational methods in the theory of oscillations. St. Petersburg, Polytechnic University, 2008. 124 p. (rus.)
- [17] Smirnov A.S., Degilevich E.A. Oscillations of Chain Systems. St. Petersburg, Polytech-Press, 2021. 246 p. (rus.)
- [18] Smolnikov B.A., Smirnov A.S. String oscillations with internal friction. 10th Conference on Modern Mechanical Engineering: Science and Education (MMESE-2021). Saint Petersburg, 24 June 2021. 2021. pp. 192-203. (rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 534.014 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-527

А.С. Смирнов¹, С.А. Булов², Б.А. Смольников³

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ТРЕХЗВЕННОГО МАНИПУЛЯТОРА



¹Алексей Сергеевич Смирнов Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Институт проблем машиноведения Российской академии наук Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-7778, E-mail: <u>smirnov.alexey.1994@gmail.com</u>



²Серафим Андреевич Булов Центр инженерно-физических расчетов и анализа (АО «ЦИФРА») Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)648-4286, E-mail: <u>tech.nature.engineering@gmail.com</u>



³Борис Александрович Смольников Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Институт проблем машиноведения Российской академии наук Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-7778, E-mail: <u>smolnikovba@yandex.ru</u>

Аннотация

В работе рассматриваются вопросы о построении нелинейных форм колебаний трехзвенного манипулятора, работающего в поле силы тяжести и обладающего идентичными параметрами невесомых звеньев и концевых грузов, с использованием численных процедур. Приводится нелинейная математическая модель колебаний системы, и в результате ее обсчета при помощи численного интегрирования определяются начальные условия движения, приводящие к одночастотным колебаниям по первой, второй или третьей нелинейной форме. Обсуждаются основные качественные особенности и количественные характеристики всех трех нелинейных форм колебаний. Кроме того, строятся графические зависимости, которые иллюстрируют изменение всех ключевых величин на периоде нелинейных колебаний для каждой из нелинейных форм. Полученные результаты представляют интерес для аналитической механики и теории нелинейных колебаний, а также они могут оказаться полезными и при решении конкретных прикладных задач в области робототехники и биомеханики.

Ключевые слова: трехзвенный манипулятор, углы отклонения звеньев от вертикали, углы поворота в шарнирах, нелинейная форма колебаний, частота и период нелинейных колебаний.

Введение

Трехзвенный манипулятор, который работает в поле силы тяжести и представляет собой тройной гравитационный маятник, а также его разнообразные модификации в последнее время часто принимаются в качестве объектов исследования в научных работах [1-8]. Это связано с тем, что подобные конструкции активно применяются в робототехнике, где они служат моделями для различных манипуляторов, промышленных роботов и экзоскелетов или представляют собой элементы более сложных составных конструкций, вследствие чего существенно возрастает важность вопросов управления такими системами [9-15]. Помимо этого трехзвенная маятниковая модель имеет большое значение и в задачах биомеханики, поскольку она является весьма адекватным приближением к конечностям живых организмов, а также она описывает позу человека и в целом [16-19].

Отдельного внимания заслуживает вопрос о построении и анализе нелинейных форм колебаний такого трехзвенного манипулятора. В самом деле, из всех возможных режимов движения нелинейных систем основное значение представляют именно одночастотные режимы, поскольку их целесообразно использовать на практике, особенно при моделировании управляемого разгона этих систем с постепенным переходом от колебаний с весьма малыми амплитудами и до достаточно больших амплитуд [20-22].

В этой связи целью настоящего исследования является численное моделирование нелинейных форм колебаний трехзвенного манипулятора, связанное с установлением их конкретной структуры и сопоставлением их характеристик с аналогичными величинами для форм малых колебаний.

Математическая модель колебаний трехзвенного манипулятора

Рассмотрим трехзвенный манипулятор в поле силы тяжести, звенья которого для упрощения исследования предполагаются невесомыми и имеющими длину l, а на конце каждого звена помещен точечный груз массой m (рис. 1). В качестве обобщенных координат будем принимать углы отклонения звеньев манипулятора φ_1 , φ_2 и φ_3 от вертикали. Следует

отметить, что в задачах управления движением подобных систем чаще в качестве обобщенных координат принимаются углы поворота в шарнирах $\theta_1 = \phi_1$, $\theta_2 = \phi_2 - \phi_1$ и $\theta_3 = \phi_3 - \phi_2$, т. е. межзвенные углы, однако уравнения движения в этих углах оказываются более сложными. Поэтому мы будем записывать уравнения движения в абсолютных углах, но при обсуждении результатов обратим внимание и на поведение относительных углов.



Рис. 1. Расчетная схема трехзвенного манипулятора

Принимая во внимание сказанное и опираясь на работу [22], запишем выражения для кинетической и потенциальной энергий трехзвенного манипулятора в следующем виде:

$$T = \frac{1}{2}ml^{2} \Big[3\dot{\varphi}_{1}^{2} + 2\dot{\varphi}_{2}^{2} + \dot{\varphi}_{3}^{2} + 4\cos(\varphi_{2} - \varphi_{1})\dot{\varphi}_{1}\dot{\varphi}_{2} + 2\cos(\varphi_{3} - \varphi_{1})\dot{\varphi}_{1}\dot{\varphi}_{3} + + 2\cos(\varphi_{3} - \varphi_{2})\dot{\varphi}_{2}\dot{\varphi}_{3} \Big] = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^{T}\mathbf{A}(\varphi)\dot{\varphi} = T(\varphi,\dot{\varphi}),$$
(1)
$$\Pi = -mgl(3\cos\varphi_{1} + 2\cos\varphi_{2} + \cos\varphi_{3}) = \Pi(\varphi),$$
(2)

 $\Pi = -mgl(3\cos\varphi_1 + 2\cos\varphi_2 + \cos\varphi_3) = \Pi(\varphi), \qquad (2)$ где $\varphi = [\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3]^T$ – столбец обобщенных координат, а матрица **A**(φ) кинетической энергии имеет форму:

$$\mathbf{A}(\mathbf{\phi}) = ml^{2} \begin{bmatrix} 3 & 2\cos(\phi_{2} - \phi_{1}) & \cos(\phi_{3} - \phi_{1}) \\ 2\cos(\phi_{2} - \phi_{1}) & 2 & \cos(\phi_{3} - \phi_{2}) \\ \cos(\phi_{3} - \phi_{1}) & \cos(\phi_{3} - \phi_{2}) & 1 \end{bmatrix},$$
(3)

причем она является симметричной: $\mathbf{A}^{\mathrm{T}} = \mathbf{A}$. Подставляя выражения для кинетической и потенциальной энергий (1) и (2) в матричное уравнение Лагранжа второго рода [23]

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{\phi}}} - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{\phi}} = -\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{\phi}},\tag{4}$$

получим после несложных преобразований искомое нелинейное матричное уравнение движения трехзвенного манипулятора:

$$\mathbf{A}(\boldsymbol{\varphi})\ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{G}(\boldsymbol{\varphi})\dot{\boldsymbol{\varphi}}^2 + \mathbf{C}\sin\boldsymbol{\varphi} = 0. \tag{5}$$

119

Здесь для удобства сделаны условные обозначения: $\dot{\phi}^2 = [\dot{\phi}_1^2, \dot{\phi}_2^2, \dot{\phi}_3^2]^T -$ столбец квадратов обобщенных скоростей, $\sin \phi = [\sin \phi_1, \sin \phi_2, \sin \phi_3]^T -$ столбец синусов обобщенных координат, а матрицы $\mathbf{G}(\phi)$ и \mathbf{C} определяются следующими соотношениями:

$$\mathbf{G}(\mathbf{\phi}) = ml^{2} \begin{bmatrix} 0 & -2\sin(\phi_{2} - \phi_{1}) & -\sin(\phi_{3} - \phi_{1}) \\ 2\sin(\phi_{2} - \phi_{1}) & 0 & -\sin(\phi_{3} - \phi_{2}) \\ \sin(\phi_{3} - \phi_{1}) & \sin(\phi_{3} - \phi_{2}) & 0 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$\mathbf{C} = mgl \begin{bmatrix} 3 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

причем, как видно, матрица G является кососимметричной: $G^{T} = -G$, тогда как матрица C является постоянной и симметричной: $C^{T} = C$.

Ясно, что линейная математическая модель колебаний трехзвенного манипулятора получится, если линеаризовать уравнение (5), после чего будем иметь для малых колебаний следующее матричное уравнение [24]:

$$\mathbf{A}_{0}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{C}_{0}\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0},\tag{8}$$

где постоянные матрицы инерционных коэффициентов **A**₀ и квазиупругих коэффициентов **C**₀ линейной модели имеют вид [25]:

$$\mathbf{A}_{0} = ml^{2} \begin{bmatrix} 3 & 2 & 1 \\ 2 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} = \mathbf{A}(\mathbf{\phi} = 0), \quad \mathbf{C}_{0} = mgl \begin{bmatrix} 3 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \mathbf{C}.$$
(9)

Разыскивая решение уравнения (8) в виде гармонических колебаний на частоте k_0 (подчеркнем, что индекс «0» ставится здесь и далее для того, чтобы обозначить принадлежность данной частоты к линейной модели) и с формой колебаний Φ :

$$\boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{\Phi} \cos(k_0 t + \alpha), \tag{10}$$

будем иметь следующее алгебраическое матричное уравнение:

$$(\mathbf{C}_0 - k_0^2 \mathbf{A}_0) \boldsymbol{\Phi} = \mathbf{0}.$$
(11)

Условием существования его нетривиального решения является равенство нулю определителя $\det(\mathbf{C}_0 - k_0^2 \mathbf{A}_0) = 0$. Принимая во внимание выражения (9) и переходя к безразмерной частоте $p_0 = k_0 / k$, где $k = \sqrt{g / l}$ – частота малых колебаний обычного маятника, получим частотное уравнение:

$$p_0^6 - 9p_0^4 + 18p_0^2 - 6 = 0, (12)$$

откуда находим безразмерные частоты колебаний линейной модели:

$$p_{10} = 0.645, \quad p_{20} = 1.515, \quad p_{30} = 2.508.$$
 (13)

Для дальнейшего анализа нам понадобятся периоды колебаний системы в рамках линейной модели, равные $t_{s0} = 2\pi / k_{s0}$, или сразу в безразмерном варианте $\tau_{s0} = 2\pi / p_{s0} = kt_{s0}$, что в явном виде дает следующие значения:

$$\tau_{10} = 9.744, \quad \tau_{20} = 4.148, \quad \tau_{30} = 2.505.$$
 (14)

Далее из матричного уравнения (11) после подстановки в него частот колебаний с учетом (13) можно найти и формы колебаний линейной модели, которые определяются с точностью до постоянного множителя:

$$\mathbf{\Phi}_{(1)} = \begin{bmatrix} 1\\ 1.292\\ 1.631 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{\Phi}_{(2)} = \begin{bmatrix} 1\\ 0.353\\ -2.398 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{\Phi}_{(3)} = \begin{bmatrix} 1\\ -1.645\\ 0.767 \end{bmatrix}. \tag{15}$$

Таким образом, при движении системы по какой-либо из форм малых колебаний $\Phi_{(s)}$ столбец обобщенных координат ϕ и столбец обобщенных скоростей $\dot{\phi}$ будут изменяться по следующим законам:

$$\mathbf{\phi} = a_s \Phi_{(s)} \cos(k_{s0}t + \alpha_s), \quad \dot{\mathbf{\phi}} = -a_s k_{s0} \Phi_{(s)} \sin(k_{s0}t + \alpha_s), \quad (16)$$

где a_s – масштабный множитель. Отсюда вытекает, что амплитуды соответствующих элементов столбцов **ф** и **ф** / k_{s0} будут одинаковыми. Поэтому при дальнейшем построении графиков все обобщенные скорости будут отнесены к частотам малых колебаний k_{s0} , что позволит лишний раз проследить отличия нелинейной формы колебаний от линейной.

Нелинейные формы колебаний трехзвенного манипулятора

Перейдем теперь к численному моделированию нелинейных форм колебаний трехзвенного манипулятора, которые представляют собой естественное обобщение понятия линейной формы колебаний на случай нелинейной системы. Поэтому ставится задача об определении таких начальных условий движения, которые приводили бы к одночастотным колебаниям системы по всем степеням свободы в нелинейной системе по каждой из трех нелинейных форм колебаний в отдельности. На первый взгляд, для решения данного вопроса при помощи численных методов следует задать, например, начальное отклонение первого звена и затем подобрать такие начальные отклонения двух оставшихся звеньев, чтобы, предоставив систему самой себе, обеспечить одночастотное колебательное движение. Однако такой путь для системы с тремя степенями свободы оказывается достаточно сложным ввиду необходимости перебора пары начальных условий и численного интегрирования матричного уравнения движения (5) для каждого из вариантов. В этой связи более рациональный путь получения нелинейных форм колебаний состоит в использовании коллинеарного управления, которое, как известно, позволяет осуществлять разгон системы с малых и до достаточно больших амплитуд, не нарушая формы малых колебаний, а постепенно переводя их в нелинейные формы колебаний [21, 22]. Для использования коллинеарного управления следует формировать управляющие моменты в шарнирах манипулятора на основе принципа обратной связи, считая, что в шарнирах установлены датчики, считывающие значения межзвенных углов и соответствующих угловых скоростей. Важным достоинством коллинеарного управления является то, что его формульная запись не зависит от выбора обобщенных координат [22]. Поэтому для учета действия коллинеарного управления в данной задаче не имеет смысла переходить к межзвенным переменным состояния, а достаточно добавить в правую часть матричного уравнения движения (5) столбец обобщенных сил \mathbf{Q} , отвечающий столбцу обобщенных координат $\boldsymbol{\phi}$, формируя его в следующем виде [21]:

$$\mathbf{Q} = \gamma \frac{\partial T}{\partial \dot{\boldsymbol{\varphi}}} = \gamma \mathbf{A}(\boldsymbol{\varphi}) \dot{\boldsymbol{\varphi}},\tag{17}$$

где учтена формула (1), а γ – коэффициент усиления, который можно принять постоянной величиной. В силу сказанного следует подчеркнуть, что элементы столбца $\mathbf{Q} = [Q_1, Q_2, Q_3]^T$, отвечающего столбцу абсолютных обобщенных координат $\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3]^T$, не являются управляющими моментами в шарнирах, которые представляют собой элементы столбца $\mathbf{M} = [M_1, M_2, M_3]^T$, отвечающего столбцу относительных обобщенных координат $\boldsymbol{\theta} = [\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T$. Учитывая выражения для элементарной работы $\delta' W = \mathbf{Q}^T \delta \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{M}^T \delta \boldsymbol{\theta}$ (18)

и то, что $\theta_1 = \phi_1$, $\theta_2 = \phi_2 - \phi_1$ и $\theta_3 = \phi_3 - \phi_2$, можно при необходимости получить и выражения для управляющих моментов в принятых в рамках матричного уравнения (5) переменных состояния:

$$M_1 = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad M_2 = Q_2 + Q_3, \quad M_3 = Q_3.$$
 (19)

Возвращаясь к вопросу о нелинейных формах колебаний, обратимся к численному интегрированию матричного уравнения (5) с правой частью в виде (17), полагая начальные условия достаточно малыми и отвечающими поочередно каждой из форм малых колебаний (15), например, задавая лишь начальные отклонения звеньев в соответствии с этими формами без начальных угловых скоростей. В процессе управляемого разгона системы можно наблюдать постепенный дрейф формы колебаний из линейного варианта в нелинейный по мере увеличения амплитуд, и при достижении того или иного уровня полной энергии можно отключить коллинеарное управление, вследствие чего система перейдет в консервативное движение уже по нелинейной форме колебаний. Анализируя полученные в ходе численного эксперимента зависимости, можно установить амплитуды колебаний каждого из углов ϕ_1 , ϕ_2 и ϕ_3 в конечном режиме движения. Ясно, что при их задании в качестве начальных условий движения в исходной консервативной задаче и последующего предоставления системы самой себе мы будем получать движение по нелинейной форме колебаний. Конечно, указанный способ нахождения надлежащих начальных условий движения, приводящих к колебаниям по той или иной форме, оказывается намного более простым, чем поиск этих условий методом перебора.

Проиллюстрируем сказанное на конкретных примерах. Следуя всему описанному выше, можно установить, что для создания движения системы по первой нелинейной форме колебаний можно положить начальные значения отклонений звеньев манипулятора от вертикали в виде

$$\varphi_{10} = 0.270, \quad \varphi_{20} = 0.349, \quad \varphi_{30} = 0.430$$
 (20)

без задания начальных угловых скоростей, так что эти величины, конечно, и будут являться амплитудами колебаний звеньев A_{11} , A_{21} и A_{31} . Интересно выяснить, чему равны соотношения между этими амплитудами. Вычисляя их согласно (20), будем иметь следующие значения:

$$\frac{A_{21}}{A_{11}} = 1.293, \quad \frac{A_{31}}{A_{11}} = 1.593,$$
 (21)

и они уже несколько отличаются от соответствующих отношений для первой формы малых колебаний, как это следует из столбца $\Phi_{(1)}$ в (15), а именно, на 0.1% и 2.3% соответственно. Для создания колебаний системы по второй нелинейной форме можно принять следующие начальные значения углов отклонения манипулятора от вертикали:

$$\phi_{10} = 0.254, \quad \phi_{20} = 0.114, \quad \phi_{30} = -0.661,$$
 (22)

и вновь отпустить систему без начальных угловых скоростей. В этом случае соотношения между амплитудами A_{12} , A_{22} и A_{32} примут вид:

$$\frac{A_{22}}{A_{12}} = 0.449, \quad \frac{A_{32}}{A_{12}} = -2.602,$$
 (23)

и они уже заметно отличаются от аналогичных отношений для второй формы колебаний из линейной модели, как это видно из столбца $\Phi_{(2)}$ в (15), а именно, на 27.2% и 8.5% соответственно. Наконец, для того чтобы система двигалась по третьей нелинейной форме колебаний, можно положить, что движение начинается из состояния покоя при задании следующих начальных значений обобщенных координат:

$$\phi_{10} = 0.288, \quad \phi_{20} = -0.440, \quad \phi_{30} = 0.174,$$
(24)

так что соотношения между амплитудами A_{13} , A_{23} и A_{33} здесь таковы:

$$\frac{A_{23}}{A_{13}} = -1.583, \quad \frac{A_{33}}{A_{13}} = 0.626.$$
 (25)

Видно, что они тоже ощутимо отличаются от соответствующих отношений для малых колебаний, которые определяются столбцом $\Phi_{(3)}$ в (15), а

именно, на 3.8% и 18.4% соответственно. Кроме того, выпишем значения периодов нелинейных колебаний в безразмерном варианте при движении по каждой из нелинейных форм при принятых начальных условиях движения (20), (22) и (24) и в отсутствие начальных угловых скоростей:

$$\tau_1 = 9.811, \quad \tau_2 = 4.812, \quad \tau_3 = 3.284.$$
 (26)

Сопоставляя их со значениями периодов колебаний (14) из линейной модели, заключаем, что различия составляют соответственно на 0.7%, 16% и 31.1%, так что последние два значения (26) имеют существенные отличия от тех значений, которые имели место при малых колебаниях.

Остается привести графические зависимости всех ключевых величин, наглядно демонстрирующих движение трехзвенного манипулятора по каждой из нелинейных форм колебаний в отдельности на одном периоде колебаний. Для удобства мы будем масштабировать время путем введения безразмерного времени $\tau = t / t_s$, которое и будет откладываться по горизонтальной оси, причем $t_s = \tau_s / k$ – истинные периоды нелинейных колебаний, которые отвечают безразмерным величинам (26). Это действие приводит к тому, что для каждой из нелинейных форм колебаний будем иметь, что на одном периоде колебаний т изменяется от 0 до 1. Будем строить для каждой из нелинейных форм колебаний графики зависимости для четырех наборов величин от т. В первую очередь, необходимо выявить поведение абсолютных углов φ₁, φ₂ и φ₃. Во-вторых, интересно оценить и изменение соответствующих безразмерных угловых скоростей $\omega_1 = \dot{\varphi}_1 / k_{s0}, \ \omega_2 = \dot{\varphi}_2 / k_{s0}$ и $\omega_3 = \dot{\varphi}_3 / k_{s0}$, где обезразмеривание производится путем деления истинных угловых скоростей на частоты малых колебаний k_{s0} , как это уже было обозначено ранее. Далее следует представить и поведение относительных углов, т. е. $\theta_1 = \phi_1$, $\theta_2 = \phi_2 - \phi_1$ и $\theta_3 = \phi_3 - \phi_2$, отражающих отклонение звеньев манипулятора друг относительно друга. Наконец, для полноты картины нужно выяснить и то, как будут изменяться соответствующие им угловые скорости, обезразмеренные аналогичным образом, что и ранее: $\Omega_1 = \dot{\theta}_1 / k_{s0}$, $\Omega_2 = \dot{\theta}_2 / k_{s0}$ и $\Omega_3 = \dot{\theta}_3 / k_{s0}$. Графики зависимости всех указанных величин от безразмерного времени т на одном периоде нелинейных колебаний при движении по каждой из трех нелинейных форм колебаний приведены на рис. 2, 3 и 4 соответственно.

Легко видеть, что построенные графики как в качественном, так и в количественном отношении отличаются от гармонических зависимостей, присущих линейной форме колебаний согласно (16), причем некоторые из них весьма существенно. Поэтому вычисленные ранее соотношения амплитуд (21), (23) и (25) не характеризуют полностью форму колебаний, как это было в линейной модели, где столбцы (15) давали однозначное представление о формах малых колебаний, но, тем не менее, указанные отношения дают важное представление о нелинейных формах колебаний. 124



Рис. 2. Движение системы по первой нелинейной форме колебаний



Рис. 3. Движение системы по второй нелинейной форме колебаний

126



Рис. 4. Движение системы по третьей нелинейной форме колебаний

Сказанное означает, что для полного описания движения системы по нелинейной форме колебаний необходимо дать конкретную зависимость всех обобщенных координат от времени, а не только указать соотношение амплитуд колебаний вдобавок к частоте, как это было в линейном случае ввиду гармонического характера движения. Подчеркнем лишний раз, что при детальном рассмотрении графиков, приведенных на рис. 2, 3 и 4, можно видеть некоторое различие между амплитудами соответствующих обобщенных координат ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 и безразмерных обобщенных скоростей $\omega_1 = \dot{\phi}_1 / k_{s0}$, $\omega_2 = \dot{\phi}_2 / k_{s0}$, $\omega_3 = \dot{\phi}_3 / k_{s0}$. Указанный факт также подчеркивает нелинейный характер данных зависимостей ввиду еще одного их отличия в количественном отношении от аналогичных графиков в линейной модели, где указанные амплитуды согласно (16) были одинаковыми, помимо всех тех различий в соотношениях амплитуд колебаний обобщенных координат и периодах колебаний, о которых уже было подробно сказано выше.

Заключение

Резюмируя результаты данного исследования, можно заключить, что понятие формы колебаний в нелинейной системе заметно усложняется по сравнению с традиционной формой колебаний линейной модели, а потому оно требует тщательного анализа. На примере трехзвенного манипулятора при помощи численного интегрирования было продемонстрировано, как изменяются на одном периоде нелинейных колебаний углы отклонения его звеньев от вертикали и межзвенные углы, а также соответствующие им угловые скорости при движении по каждой из трех нелинейных форм колебаний. Приведенные графические зависимости отчетливо показывают существенно негармонический характер этих колебаний и их весьма нетривиальную структуру. Кроме того, были указаны и количественные показатели нелинейных форм колебаний, а также дано их сравнение с аналогичными величинами для линейных форм. Полученные результаты имеют фундаментальное значение для аналитической механики и теории нелинейных колебаний, а также они могут найти практическое применение и в прикладных задачах современной робототехники и биомехатроники. Наконец, в качестве дальнейшего развития данной задачи можно отметить построение нелинейных форм колебаний трехзвенного манипулятора в первом приближении при помощи асимптотических методов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Иванова А.И. Об устойчивости положения равновесия трехзвенного маятника под действием следящей силы. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Естественные науки». 2004. № 3. С. 19-26.

- [2] Awrejcewicz J., Kudra G., Lamarque C.-H. Investigation of triple pendulum with impacts using fundamental solution matrices. 2004. International Journal of Bifurcation and Chaos. 14(2), pp. 4191-4213.
- [3] Евдокименко А.П. Устойчивость и ветвление относительных равновесий трехзвенного маятника в быстровращающейся системе отсчета. Прикладная математика и механика. 2009. Т. 73. № 6. С. 902-920.
- [4] Chen W., Theodomile N. Simulation of a triple inverted pendulum based on fuzzy control. 2016. World Journal of Engineering and Technology. 4, pp. 267-272.
- [5] Грибков В.А., Хохлов В.О. Экспериментальное исследование устойчивости обращенных стабилизируемых маятников. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2017. № 2. С. 22-39.
- [6] Архипова И.М. О стабилизации тройного перевернутого маятника с помощью вибрации точки опоры с произвольной частотой. Вестник СПбГУ. Математика. Механика. Астрономия. 2019. Т. 6. Вып. 2. С. 281-287.
- [7] Kovalchuk V. Triple inverted pendulum with a follower force: decomposition on the equations of perturbed motion. 2020. Danish Scientific Journal. 36, pp. 46-48.
- [8] Смирнов А.С., Дегилевич Е.А. Колебания цепных систем. СПб.: Политех-пресс, 2021. 246 с.
- [9] Анохин Н.В. Приведение многозвенного маятника в положение равновесия с помощью одного управляющего момента. Известия РАН. Теория и системы управления. 2013. № 5. С. 44-53.
- [10] Glück T., Eder A., Kugi A. Swing-up control of a triple pendulum on a cart with experimental validation. 2013. Automatica. 49(3), pp. 801-808.
- [11] Лоскутов Ю.В., Кудрявцев И.А. Оценка максимального момента в коленном приводе экзоскелета при вставании с опоры. Вестник ПГТУ. Сер. Материалы. Конструкции. Технологии. 2018. № 3 (7). С. 55-62.
- [12] Ананьевский И.М. Управление трехзвенным перевернутым маятником в окрестности положения равновесия. Прикладная математика и механика. 2018. Т. 82. № 2. С. 149-155.
- [13] Hussein M.T. CAD Design and Control of Triple Inverted-Pendulum. 2018. The Iraqi Journal for Mechanical and Materials Engineering. 18(3), pp. 481-497.
- [14] Huang X., Wen F., Wei Z. Optimization of triple inverted pendulum control process based on motion vision. 2018. EURASIP Journal on Image and Video Processing, pp. 73.

- [15] Jibril M., Tadese M., Tadese E.A. Comparison of a triple inverted pendulum stabilization using optimal control technique. 2020. Report and Opinion. 12(10), pp. 62-70.
- [16] Новожилов И.В., Терехов А.В., Забелин А.В., Левик Ю.С., Шлыков В.Ю., Казенников О.В. Трехзвенная математическая модель для задачи стабилизации вертикальной позы человека. В препринте: Математическое моделирование движений человека в норме и при некоторых видах патологии. М.: изд-во мех-мат ф-та МГУ, 2005. С. 7-20.
- [17] Тяжелов А.А., Кизилова Н.Н., Фищенко В.А., Яремин С.Ю., Карпинский М.Ю., Карпинская Е.Д. Анализ стабилограмм на основе математической модели тела человека как многозвенной системы. Травма. 2012. Т. 13. № 4. С. 17-25.
- [18] Agarana M.C., Akinlabi E.T. Lagrangian analysis of total mechanical energy of human arm as an inverted triple pendulum robot in motion. 2018. International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 9(8), pp. 1313-1320.
- [19] Agarana M.C., Akinlabi E.T. Mathematical Modelling and Analysis of Human Arm as a Triple Pendulum System using Euler – Lagragian Model. 2018. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 413(1), pp. 012010.
- [20] Smirnov A.S., Smolnikov B. A. Nonlinear oscillation modes of double pendulum. 2021. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, International Conference of Young Scientists and Students "Topical Problems of Mechanical Engineering" (ToPME 2020) 2nd-4th December 2020, Moscow, Russia. 1129, pp. 012042.
- [21] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Collinear control of oscillation modes of spatial double pendulum with variable gain. 2021. Cybernetics and Physics. 10(2), pp. 90-96.
- [22] Булов С.А., Смирнов А.С. Управление формами колебаний трехзвенного маятника. Неделя науки ФизМех. Сборник статей Всероссийской научной конференции. Санкт-Петербург, 04-09 апреля 2022 года. 2022. С. 184-186.
- [23] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Колебания двойного математического маятника с неколлинеарными шарнирами. 9-я Международная научно-практическая конференция Современное машиностроение: Наука и образование (MMESE-2020). Санкт-Петербург, 25 июня 2020. 2020. С. 153-165.
- [24] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
- [25] Вибрации в технике. Справочник. Т. 1. Колебания линейных систем. Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

NUMERICAL SIMULATION OF NONLINEAR OSCILLATION MODES OF A THREE-LINK MANIPULATOR

 ¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;
 ²Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences, Russia;
 ³Center of Engineering Physics, Simulation and Analysis, Russia (JSC "CEPSA").

Abstract

The paper deals with the construction of nonlinear oscillation modes of a three-link manipulator operating in the gravity field and having identical parameters of weightless links and end loads, using numerical procedures. A nonlinear mathematical model of system oscillations is presented, and as a result of its calculation using numerical integration, the initial conditions of motion are determined leading to single-frequency oscillations on the first, second or third nonlinear mode. The main qualitative features and quantitative characteristics of all three nonlinear oscillation modes are discussed. In addition, graphical dependencies are constructed that illustrate the change in all key quantities in the period of nonlinear oscillations for each of the nonlinear modes. The results obtained are of interest for analytical mechanics and the theory of nonlinear oscillations, and they can also be useful in solving specific applied problems in the field of robotics and biomechanics.

Key words: three-link manipulator, deviation angles of links from the vertical, angles of rotation in joints, nonlinear oscillation mode, frequency and period of nonlinear oscillations.

REFERENCES

- [1] Ivanova A.I. On the stability of the equilibrium position of a three-link pendulum under the action of a follower force. 2004. Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Estestvennye nauki. 3, pp. 19-26. (rus.)
- [2] Awrejcewicz J., Kudra G., Lamarque C.-H. Investigation of triple pendulum with impacts using fundamental solution matrices. 2004. International Journal of Bifurcation and Chaos. 14(2), pp. 4191-4213.
- [3] Evdokimenko A.P. Stability and branching of the relative equilibria of a three-link pendulum in a rapidly rotating frame of reference. 2009. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 73(6), pp. 648-663.

- [4] Chen W., Theodomile N. Simulation of a triple inverted pendulum based on fuzzy control. 2016. World Journal of Engineering and Technology. 4, pp. 267-272.
- [5] Gribkov V.A., Khokhlov A.O. Experimental study of inverted regulable pendulum stability. 2017. Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Estestvennye nauki. 2, pp. 22-39. (rus.)
- [6] Arkhipova I.M. On stabilization of a triple inverted pendulum via vibration of a support point with an arbitrary frequency. 2019. Vestnik of the St. Petersburg University: Mathematics. 52(2), pp. 194-198.
- [7] Kovalchuk V. Triple inverted pendulum with a follower force: decomposition on the equations of perturbed motion. 2020. Danish Scientific Journal. 36, pp. 46-48.
- [8] Smirnov A.S., Degilevich E.A. Oscillations of Chain Systems. St. Petersburg, Polytech-Press, 2021. 246 p. (rus.)
- [9] Anokhin N.V. Bringing a multilink pendulum to the equilibrium position using a single control torque. 2013. Journal of Computer and Systems Sciences International. 52(5), pp. 717-725.
- [10] Glück T., Eder A., Kugi A. Swing-up control of a triple pendulum on a cart with experimental validation. 2013. Automatica. 49(3), pp. 801-808.
- [11] Loskutov Yu.V., Kudriavtsev I.A. Determination of the maximum torque in the knee drive of exoskeleton during "sit-to-stand" and "stand-to-sit" movement. 2018. Vestnik PGTU. Ser. Materialy. Konstrukcii. Tekhnologii. 3(7), pp. 55-62. (rus.)
- [12] Anan'evskii I.M. The control of a three-link inverted pendulum near the equilibrium point. 2018. Mechanics of Solids. 53(5), pp. 16-21.
- [13] Hussein M.T. CAD Design and Control of Triple Inverted-Pendulum. 2018. The Iraqi Journal for Mechanical and Materials Engineering. 18(3), pp. 481-497.
- [14] Huang X., Wen F., Wei Z. Optimization of triple inverted pendulum control process based on motion vision. 2018. EURASIP Journal on Image and Video Processing, pp. 73.
- [15] Jibril M., Tadese M., Tadese E. A. Comparison of a triple inverted pendulum stabilization using optimal control technique. 2020. Report and Opinion. 12(10), pp. 62-70.
- [16] Novozhilov I.V., Terekhov A.V., Zabelin A.V., Levik Yu.S., Shlykov V.Yu., Kazennikov O.V. Three-link mathematical model for the problem of stabilization of the vertical posture of a person. 2005. In the preprint: Mathematical modeling of human movements in normal conditions and in some types of pathology. Moscow, Faculty of Mechanics and Mathematics of Moscow State University. pp. 7-20. (rus.)
- [17] Tyazhelov A.A., Kizilova N.N., Fischenko V.A., Yaremin S.Yu., Karpinsky M.Yu., Karpinskaya Ye.D. Analysis of posturography based on
mathematical model of human body as multilink system. 2012. Travma. 13(4), pp. 17-25. (rus.)

- [18] Agarana M.C., Akinlabi E.T. Lagrangian analysis of total mechanical energy of human arm as an inverted triple pendulum robot in motion. 2018. International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 9(8), pp. 1313-1320.
- [19] Agarana M.C., Akinlabi E.T. Mathematical Modelling and Analysis of Human Arm as a Triple Pendulum System using Euler – Lagragian Model. 2018. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 413(1), pp. 012010.
- [20] Smirnov A.S., Smolnikov B. A. Nonlinear oscillation modes of double pendulum. 2021. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, International Conference of Young Scientists and Students "Topical Problems of Mechanical Engineering" (ToPME 2020) 2nd-4th December 2020, Moscow, Russia. 1129, pp. 012042.
- [21] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Collinear control of oscillation modes of spatial double pendulum with variable gain. 2021. Cybernetics and Physics. 10(2), pp. 90-96.
- [22] Bulov S.A., Smirnov A.S. Control of the oscillation modes of a three-link pendulum. 2022. Week of Science PhysMech. Collection of papers of the All-Russian scientific conference. St. Petersburg, April 04-09, 2022. pp. 184-186. (rus.)
- [23] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Oscillations of double mathematical pendulum with noncollinear joints. 2020. 9th Conference on Modern Mechanical Engineering: Science and Education (MMESE-2020). St. Petersburg, 25 June 2020. pp. 153-165. (rus.)
- [24] Biderman V.L. The Theory of Mechanical Oscillations. Moscow, Vyshaya shkola, 1980. 480 p. (rus.)
- [25] Vibrations in Technology. Directory. Vol. 1. Oscillations of Linear Systems. Ed. by V.V. Bolotin. Moscow, Mashinostroenie, 1978. 352 p. (rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 531.44 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-528

A.A. Суханов¹

КЛИНОВАЯ МОДЕЛЬ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ



¹Александр Алексеевич Суханов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 552-7801, E-mail: Alexeevich2012@gmail.com

Аннотация

Настояшая работа посвящена HOBOMY взгляду природу на возникновения трения скольжения между твердыми телами, называемым сухим трением. До настоящего времени общепризнанной моделью сухого трения является модель контактного взаимодействия шероховатостей соприкасающихся поверхностей тел с выделением энергии в виде тепла при относительном их смещении, обусловленной работой сил, идущих на деформацию шероховатостей, которые и называются силами трения скольжения. Данная модель, однако, выдвигает лишь некоторую качественную гипотезу природы силы трения, не поясняющую основные количественные экспериментальные выводы закона сухого трения Амонтона-Кулона, а нередко и противоречащие им. Для теоретического эмпирического закона Амонтона-Кулона предлагается обоснования альтернативная модель, в которой сила трения не является деформационной силой, а представляет собой касательную проекцию силы нормального давления со стороны шероховатостей, выступающих в роли усредненных наклонных плоскостей, вдоль которых «поднимается» одно тело над другим.

Ключевые слова: трение скольжения, сухое трение, закон Амонтона– Кулона

Введение

Первые исследования силы трения были проведены великим итальянским художником, скульптором, архитектором, инженером,

изобретателем и ученым Леонардо да Винчи [1-2] в 1493 г. (рис. 1), установившим, что сила трения, действующая между двумя телами, прямо пропорциональна силе реакции между трущимися поверхностями и не зависит от площади их соприкосновения. Для уменьшения трения к трущимся поверхностям следует применять смазочные материалы маслянистой структуры.



Рис. 1. Эксперименты Леонардо да Винчи по изучению сухого трения

В 1699 г. французский физик Гийом Амонтон [3] вывел эмпирическую формулу закона сухого трения (1), где **F** - вектор силы трения, N - сила нормального давления, μ - безразмерный коэффициент трения, $\mathbf{V} \neq \mathbf{0}$ - вектор относительной линейной скорости, $V = |\mathbf{V}|$ - модуль вектора **V**:

$$\mathbf{F} = -\mu N \frac{\mathbf{V}}{V} \ . \tag{1}$$

В 1748 г. Эйлер [4], а позднее в 1785 г. французский военный инженер и ученый-физик Шарль Огюстен де Кулон [5] подтвердили формулу (1), причем Кулон предложил также обобщённый закон сухого трения с учетом адгезии

$$F = A + \mu N,$$

где *А* - сила молекулярного сцепления, которую мы рассматривать не будем в силу ее малости.

В первом приближении сила сухого трения, возникающая при относительном смещении двух твердых тел, имеет релейную зависимость, называемую законом Амонтона–Кулона (рис. 2, а). На рис. 2, б в увеличенном масштабе представлены шероховатости тел, являющиеся причиной возникновения сухого трения.



Рис. 2. Сила сухого трения Амонтона-Кулона и ее причина

Деформационная модель сухого трения и ее противоречия

Общепринятой причиной возникновения сухого трения [1-20] является ее деформационная модель, заключающаяся в упругом и неупругом деформировании шероховатостей на поверхностях контактирующих тел с выделением энергии в виде тепла. Однако подобное качественное объяснение не отвечает на многие количественные вопросы, основными из которых являются:

1. Наличие трения покоя, препятствующее относительному смещению тел при сдвигающей силе, меньшей μN . Действительно, если трение обусловлено энергией деформации шероховатостей, то оно не может бесконечно быстро нарастать при отсутствии относительного смещения тел. Следовательно, релейная зависимость трения рис. 2, а имеет принципиально другое объяснение.

2. Линейность силы трения от силы давления N или, что то же, независимость силы трения от площади соприкосновения тел, что экспериментально показал еще Леонардо да Винчи. Поясним сказанное на В первом (рис. 3, а) тело массой *m* расположено на двух примерах. горизонтальной плоскости. Сила трения в соответствии с законом Амонтона-Кулона равна μmg , где $g = 9.81 \, \mu/c^2$ - ускорение свободного падения. Во втором примере (рис. 3, б) на первое тело поставлено еще одно такое же тело. В этом случае по закону Амонтона-Кулона сила трения будет ровно вдвое больше: 2µmg. Последний результат далеко неочевиден, если придерживаться деформационной теории. Почему должна соблюдаться линейность трения в зависимости от давления при той же площади опоры? Монотонность трения от давления качественно понятна. Чем сильнее сжимаем тела, тем труднее их сдвинуть. Но линейность горизонтальной силы трения от вертикальной (перпендикулярной) нагрузки под большим вопросом, если принять гипотезу деформационной природы трения. Куда естественнее иметь в этом случае нелинейную зависимость...



Рис.3. Зависимость силы трения от силы нормального давления

3. Независимость силы трения от относительной скорости смещения контактирующих тел также трудно объяснима в рамках деформационной модели трения. В последнем случае энергия деформации не может не зависеть от скорости деформации... На рис. 4, а представлена зависимость силы трения от скорости.



Рис. 4. Зависимость силы трения от скорости (а) и Штрибек-эффекта (б)

4. Существуют и другие более тонкие эффекты, например, Штрибекэффект [8] с заметным уменьшением трения с началом движения (рис. 4, б), а также так называемый «парадокс» Пенлеве [9], которые невозможно объяснить деформационной моделью сухого трения.

Отметим, что для описания различных нелинейных эффектов сухого трения предлагаются более сложные зависимости, например, дифференциальная модель Канудаса [10]

$$\frac{\mu(V)F_C}{c_0 V}\frac{dF}{dt} + F = -\mu(V)F_C sign V, \qquad (2)$$

которая, однако, также не вскрывает физическую природу сухого трения.

Клиновая модель скольжения с подъемом по шероховатостям

Для устранения описанных противоречий в деформационной модели сухого трения предлагается принципиально другая модель взаимодействия твердых тел, в которой сила трения представляет собой касательную проекцию силы нормального давления со стороны шероховатостей, выступающих в роли усредненной наклонной плоскости. На рис. 5, а представлены сечения двух соприкасающихся тел, у которых шероховатости приближенно имеют вид горок (зубьев) с одинаковыми для начала углами α .



Рис. 5. Схема модели скольжения по шероховатостям

Предположим далее, что при относительном смещении тел происходит, главным образом, не смятие шероховатостей, а скольжение вдоль них с неизбежным «подъемом» одного тела над другим. На рис. 5, б изображена силовая схема такого подъема тела с массой m по наклонной плоскости с углом α . Из условия равновесия следует

$$F\cos\alpha = mg\sin\alpha$$
,

откуда получаем необходимую горизонтальную силу тяги, компенсирующую соответствующую проекцию силы реакции и равную силе трения

$$F = mgtg\alpha = \mu mg , \qquad (3)$$

где $\mu = tg\alpha$ можно трактовать как безразмерный коэффициент трения в законе Амонтона-Кулона. Таким образом, коэффициент трения в данном случае суть тангенс угла наклона твердых шероховатостей. Понятно, что вместо силы тяжести mg можно взять любую сжимающую силу P. В реальности тела из разных материалов имеют различные углы наклона шероховатостей. Очевидно, что в этом случае коэффициент трения будет определяться по более гладкой поверхности, т.е. $\mu = \min tg\alpha_1, tg\alpha_2$. Это обстоятельство наглядно подтверждается имеющимися таблицами коэффициентов трения скольжения твердых тел, где коэффициент трения соответствует более гладкому телу контактирующей пары [12]. B предельном случае, когда хотя бы одно тело имеет идеально ровную (гладкую в обычном понимании) поверхность, относительное скольжение этого тела будет происходить без его подъема и, следовательно, без силы трения $\mu = tg0 = 0$, что и подразумевается под идеальной гладкостью.

После прохождения очередного зуба шероховатости верхнее тело падает на нижнее с выделением запасенной потенциальной энергии в виде тепла, источником которого является работа потенциальных сил на упруговязкую деформацию шероховатостей. Покажем, что эта энергия в точности равна работе силы трения при перемещении тела на один зуб. Пусть длина зубьев равна l, а высота их h. Тогда увеличение потенциальной энергии составляет mgh. Эта энергия обусловлена работой силы тяги F на длине пути l. Приравнивая mgh к работе Fl, находим, что сила тяги равна $F = mg h/l = mgtg\alpha = \mu mg$, т.е. совпадает с силой трения (3). При этом происходят естественные микроколебания относительной скорости, объясненные в [20], исходя из сложной модели (2).

Справедливости ради отметим, что Амонтон упоминал движение по «горкам» [3], но ни он, ни его последователи не развили эту мысль до конечной механической модели, которая здесь рассматривается.

Разумеется, В реальных контактных парах углы наклона шероховатостей, их высоты и длины различные. И коэффициент трения представляет собой усреднение некое тангенсов углов наклона шероховатостей на характерной площадке контакта.

Покажем, как предлагаемая модель сухого трения легко справляется с выявленными выше противоречиями деформационного взаимодействия и вопросами к ней.

1. Из рис. 5, б видно, что если сила тяги $F < mgtg\alpha = \mu mg$, то движение верхнего тела по клину будет отсутствовать. Это и обуславливает понятие трения покоя, которая в точности будет равна силе тяги F.

2. Линейность силы трения от нагрузки также очевидна. Она следует из формулы (3). Из нее же вытекает и экспериментально подтверждаемая независимость трения от площади контакта. Сила трения в предлагаемой модели зависит только от нагрузки и коэффициента трения (среднего угла наклона шероховатостей более гладкого тела).

3. Также понятна независимость силы трения от скорости смещения тел, ибо она просто не входит в расчетную модель в первом приближении при относительно небольших скоростях. С увеличением скорости движения происходят все более интенсивные удары шероховатостей друг с другом с возникновением отрицательных импульсов силы, незначительно увеличивающих силу трения.

4. Предлагаемая модель легко объясняет Штрибек-эффект [8], заключающийся в резком уменьшении силы трения в самый начальный момент движения. Дело в том, что при сдавливании неподвижных тел кривизна (угол наклона) зуба шероховатости у его основания несколько больше за счет вдавливания вершины зуба более твердого тела (рис. 6, а).



Рис. 6. Штрибек-эффект: a) $\mu_2 = tg\alpha_2$; б) $\mu_1 = tg\alpha_1$

В начальный момент движения подъем верхнего более твердого тела происходит по более крутому склону, т.е. с большей силой трения $\mu_2 > \mu_1$. В дальнейшем скольжение происходит вдоль более пологого зуба (рис. 6,6).

Предлагаемая модель также полностью согласуется с известным явлением бокового заноса автомобиля при блокировке его колес [21].

Парадокс Пенлеве

Остановимся подробнее на так называемом парадоксе Пенлеве [9], который при деформационной модели сухого трения действительно похож на парадокс. Пенлеве предложил следующую схему тормозной колодки (рис. 7, а), состоящей из вращающегося диска и прижимаемой к нему тормозной колодки.



Рис. 7. Парадокс Пенлеве (а) и его объяснение (б)

Суть парадокса Пенлеве заключается в следующем. При вращении диска как показано на рис. 7, а возникает сила трения *F*, равная

$$F = \mu N \,, \tag{4}$$

где N - сила нормального давления диска на тормозную колодку, μ - коэффициент трения. Уравнение статики (баланс моментов относительно шарнира колодки O) записывается в виде

$$Na = Pa + Fb$$
.

Откуда с учетом (4) получаем выражение для реакции N

$$N = \frac{Pa}{a - \mu b}.$$
(5)

Из (5) видно, что при $a - \mu b < 0$ (например, при большом трении) реакция *N* и сила трения будут отрицательными, что не имеет никакого физического смысла.

Многие ученые-механики выдвигали свои гипотезы для разрешения этого парадокса. Наиболее адекватной по мнению автора является гипотеза Журавлева [11] о заклинивании системы при $a - \mu b \leq 0$. Именно так и происходит, однако физика заклинивания формулой (5) не раскрывается. Одним из последних объяснений парадокса Пенлеве приводит Коронатов [17], предлагая вместо простого линейного закона Амонтона-Кулона (4) нелинейный дробно-рациональный закон, зависящий в том числе и от скорости относительного смещения тел, к которому есть много вопросов.

Покажем, как клиновая модель сухого трения легко объясняет несуществующий парадокс Пенлеве. На рис. 7, б представлена схема взаимодействия диска с тормозной колодкой с увеличенными зубьями шероховатостей. Теперь вектор реакции N направлен под углом α к вертикали, равным наименьшему из углов шероховатостей диска и колодки (в нашем случае пусть это будет угол зуба колодки). И если геометрия системы диск + колодка такова, что угол α будет больше угла β , то произойдет заклинивание механизма, ибо реакция N будет прижимать колодку к диску, не давая ему прокручиваться. Найдем условие такого заклинивания.

$$\mu = tg\alpha \ge tg\beta = \frac{a}{b}$$

ИЛИ

$$a-\mu b\leq 0$$
,

что в точности совпадает с условием парадокса Пенлеве.

Эксперименты

Результаты простых проведенных экспериментов с поступательным и вращательным движениями тел, имеющих удобную форму шайбы, хорошо

согласуются с законом Амонтона–Кулона при различных нагружениях. Однако, при сложном взаимодействии контактирующих тел закон Амонтона–Кулона, опирающийся на деформационную модель, дает существенно меньшее значение получаемой силы трения. При этом клиновая модель скольжения с подъемом легко объясняет такое различие. На рис. 8, а представлена схема первого такого эксперимента.



Рис. 8. Сложное относительное движение с ограничениями

К телу A, расположенному на плоскости, прикладывается увеличивающаяся контролируемая динамометром сила тяги F_1 , равная силе трения после начала движения. На теле A расположено тело B, закрепленное так, чтобы оно имело только вертикальную степень подвижности (обозначено соответствующими треугольниками). Пусть для простоты массы тел и коэффициенты трения одинаковы и равны соответственно m и μ . Обе модели трения и эксперимент дают одинаковые силы трения, равные

$$F_1 = \mu 2mg + \mu mg = 3\mu mg .$$

На рис. 8, б представлена схема видоизмененного эксперимента, в котором верхнее тело *В* дополнительно закреплено и по вертикали. Для деформационной модели трения это закрепление не влияет на конечный результат, ибо верхнее тело в такой модели все равно не поднимается. Но в модели скольжения с подъемом закрепление верхнего тела принципиально меняет всю картину взаимодействия двух тел и основания. Ограниченность подъема тел резко увеличивает силу трения F_2 , которая теперь идет на реальное смятие шероховатостей. И действительно, в данном эксперименте сила трения оказалось больше в разы по сравнению с расчетной по формуле Амонтона–Кулона. Оценить аналитически величину этой силы пока не представилось возможным в силу необходимости учета многих факторов, таких как податливость самих тел, неидеальность упоров и т.п.

Заключение

Предлагаемая клиновая модель сухого трения, заключающаяся в скольжении соприкасающихся тел вдоль жестких шероховатостей как по

наклонной плоскости (подъем с последующим падением), объясняет все выводы эмпирического закона Амонтона–Кулона, которые не получить с помощью общепринятой деформационной модели трения. Более того, модель скольжения с подъемом отвечает и на многие другие вопросы, в частности, почему имеется расхождение экспериментальных результатов с аналитическими при сложных взаимных движениях с ограничениями. Также предлагаемая модель легко объясняет парадокс Пенлеве, не дающий покоя механикам на протяжении более полувека. Таким образом, сухое трение можно рассматривать как подъем в гору со всеми вытекающими отсюда известными законами механики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Журавлев В.Ф. 500 лет истории закона сухого трения //Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. «Естественные науки», 2014, № 2. С. 21-31
- [2] Избранные естественнонаучные произведения /Леонардо да Винчи. Редакция, перевод, статья и комментарии В.П.Зубова. – М.: Изд-во АН СССР, 1955. - 1027 с.
- [3] Amontons G. De la resistance cause dans les machines //Mem. L'Acad. Roy., 1699. P. 206-222
- [4] Euler L. Sur la diminution de la resistence du frottement. Histoire de L'Academic Royale des Sciences et Belles Lettres a Berlin, 1748. – P. 133-148
- [5] Coulomb C.A. Theorie des machines simples //Mem. Math. et Phys. L'Acad. Sci., 1785, vol. 10, P. 161-331
- [6] Крагельский И.В., Щедров В.С. Развитие науки о трении. Сухое трение. - М.: Изд-во АН СССР, 1956. - 236 с.
- [7] Bowden, F.P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solids. Part I. Oxford: Oxford University Press, 1964. 544 p.
- [8] Stribeck R. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*, Z. Verein. Deut. Ing. Vol. 46 Seite 38ff. P. 1341-1348 (1902)
- [9] Пенлеве П. Лекции о трении. М.: Гостехиздат, 1954. 316 с.
- [10] Canudas de Wit C., Olsson H., Astrom K.J., Lishinsky P. A New Model for Control of Systems with Friction //IEEE Trans. AC-40, 1995, № 3. – P. 419-425
- [11] Журавлев В.Ф. О «парадоксе» тормозной колодки //Доклады Академии наук, 2017. Т. 474, № 3. С. 301–302
- [12] Физические величины: Справочник /А.П.Бабичев, Н.А.Бабушкина, А.М.Братковский и др. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
- [13] Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия /Отв. ред. А. Ю. Ишлинский. М.: Наука, 2001. 478 с.

- [14] Горячева И.Г. Роль тонких поверхностных слоёв при трении скольжения и качения //Проблемы механики: сб. статьей. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. С. 279-299
- [15] Заднепровский Р.П. О коэффициенте трения скольжения тел различного физического состояния //Проблемы машиностроения и надежности машин, 2006, № 6. С. 60-66
- [16] Андронов В.В., Журавлев В.Ф. Сухое трение в задачах механики. М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика». Институт компьютерных исследований, 2010. - 184 с.
- [17] Коронатов В.А. Финал парадокса Пенлеве для тормозной колодки // Системы. Методы. Технологии, 2019. № 2 (42). - С. 44-48
- [18] Ле Суан Ань. Парадоксы Пэнлеве и закон движения механических систем с кулоновым трением //ПММ АН СССР, 1990. Т.54, вып. 4. С. 520-529
- [19] Жилин П.А. Рациональная механика сплошных сред: учеб. пособие. -СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. - 584 с.
- [20] Первозванский А. А. Трение сила знакомая, но таинственная. Соросовский образовательный журнал, 1998, № 2. - С. 129-134
- [21] Суханов А.А. Движение юзом по наклонной плоскости //Современное машиностроение: наука и образование 2021 (MMESE-2021) СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2021. С. 204-227

A.A.Sukhanov

WEDGE MODEL OF SLIDING FRICTION

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to a new look at the nature of the occurrence of sliding friction between solids, called dry friction. Until now, the generally accepted model of dry friction is the model of contact interaction of the roughness of the contacting surfaces of bodies with the release of energy in the form of heat at their relative displacement, due to the work of the forces that go to the deformation of the roughness, which are called sliding friction forces. This model, however, puts forward only a certain qualitative hypothesis of the nature of the friction force, which does not explain the main quantitative experimental conclusions of the Amonton–Coulomb law of dry friction, and often contradicts them. For the theoretical substantiation of the empirical Amonton–Coulomb law, an alternative model is proposed, in which the friction force is not a deformation force, but is a tangential projection of the normal pressure force from the side of roughness, acting as averaged inclined planes along which one body "rises" over another.

Key words: sliding friction, dry friction, Amonton-Coulomb law

REFERENCES

- Zhuravlev V.F. 500 years of the history of the law of dry friction //Bulletin of the Moscow State Technical University. N.E. Bauman. Ser. "Natural Sciences", 2014, No. 2. - P. 21-31
- [2] Selected natural science works /Leonardo da Vinci. Edition, translation, article and comments by V.P. Zubov. M.: Publishing house of the Academy of Sciences of the USSR, 1955. 1027 p.
- [3] Amontons G. De la resistance cause dans les machines //Mem. L'Acad. Roy., 1699. – P. 206-222
- [4] Euler L. Sur la diminution de la resistence du frottement. Histoire de L'Academic Royale des Sciences et Belles Lettres a Berlin, 1748. – P. 133-148
- [5] Coulomb C.A. Theorie des machines simples //Mem. Math. et Phys. L'Acad. Sci., 1785, vol. 10, P. 161-331
- [6] Kragelsky I.V., Shchedrov V.S. Development of the science of friction. Dry friction. - M.: Publishing House of the Academy of Sciences of the USSR, 1956. - 236 p.
- [7] Bowden, F.P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solids. Part I. Oxford: Oxford University Press, 1964. 544 p.
- [8] Stribeck R. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*, Z. Verein. Deut. Ing. Vol. 46 Seite 38ff. P. 1341-1348 (1902)
- [9] Painleve P. Lectures on friction. M.: Gostekhizdat, 1954. 316 p.
- [10] Canudas de Wit C., Olsson H., Astrom K.J., Lishinsky P. A New Model for Control of Systems with Friction //IEEE Trans. AC-40, 1995, № 3. – P. 419-425
- [11] Zhuravlev V.F. On the "paradox" of the brake pad //Reports of the Academy of Sciences, 2017. V. 474, No. 3. - P. 301–302
- [12] Physical quantities: Reference book /A.P. Babichev, N.A. Babushkina, A.M. Bratkovsky and others. M.: Energoatomizdat, 1991. 1232 p.
- [13] Goryacheva I.G. Mechanics of frictional interaction /Ed. ed. A. Yu. Ishlinsky. M.: Nauka, 2001. 478 p.
- [14] Goryacheva I.G. The role of thin surface layers in sliding and rolling friction //Problems of Mechanics: Sat. articles. - M.: FIZMATLIT, 2003. - P. 279-299
- [15] Zadneprovsky R.P. On the coefficient of sliding friction of bodies of different physical condition //Problems of mechanical engineering and reliability of machines, 2006, No. 6. - P. 60-66

- [16] Andronov V.V., Zhuravlev V.F. Dry friction in problems of mechanics. -M.-Izhevsk: Research Center "Regular and Chaotic Dynamics". Institute for Computer Research, 2010. - 184 p.
- [17] Koronatov V.A. Finale of the Painlevé paradox for a brake shoe // Systems. Methods. Technologies, 2019. No. 2 (42). - P. 44-48
- [18] Le Xuan An. Painleve's paradoxes and the law of motion of mechanical systems with Coulomb friction //PMM USSR Academy of Sciences, 1990. V.54, issue. 4. - P. 520-529
- [19] Zhilin P.A. Rational continuum mechanics:Tutorial. St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University, 2012. - 584 p.
- [20] Pervozvansky A. A. Friction is a familiar but mysterious force. Soros Educational Journal, 1998, No. 2. - P. 129-134
- [21] Sukhanov A.A. Sliding on inclined plane //Modern mechanical engineering: science and education 2021 (MMESE-2021) - St. Petersburg: Polytechnic University, 2021. - P. 204-227

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-529

Д.П. Козликин¹, А.И. Соболева², В.А. Терешин³

ПОСАДКА СВЕРХМАНЕВРЕННОГО САМОЛЕТА ПРИ СИЛЬНОМ БОКОВОМ ВЕТРЕ

¹Денис Петрович Козликин,

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812) 297-4845, E-mail: kozlikindenis@gmail.com

²Агата Игоревна Соболева,

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: +7(953)533-7873, E-mail: soboleva.ai@edu.spbstu.ru

³Валерий Алексеевич Терешин,



Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812)297-4845, E-mail: terva@mail.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы посадки сверхманевренного самолета при сильном боковом ветре. Предложено в основных стойках шасси установить флюгерные колеса. Результаты показали возможность выравнивания летательного аппарата (ЛА) на взлетно-посадочной полосе (ВПП) с помощью автоматического управления тормозами.

Ключевые слова: сверхманевренный самолет, флюгерное колесо, выравнивание на взлетно-посадочной полосе, посадка при боковом ветре.

Введение

При сложных метеоусловиях, когда скорость бокового ветра достигает 10 м/с, невозможно использовать тормозные парашюты. В этом случае применяются два традиционных способа посадки ЛА. Первый выполняется со скольжением на крыло часто с риском коснуться им земли. Обычно такой маневр сопровождается ударом одной главной стойки по ВПП [13]. Второй предполагает полет над ВПП с углом упреждения ветра. Оба способа приземления требуют высокого мастерства летчика для выравнивания ЛА перед касанием. Наличие флюгерных колес в главных опорах должно обеспечить возможность посадки при сохранении угла упреждения. Выравнивание ЛА будет происходить при его движении по ВПП за счет управления тормозами в трех опорах. Определению параметров управления тормозами флюгерных опор посвящена данная работа.

Методы

Основная данной идея, исследованная В статье, состоит В автоматическом управлении главным вектором и главным моментом сил торможения ЛА, для выравнивания и стабилизации движения по ВПП [2]. определения передаточных функций регуляторов После этих В предварительных каналах управления можно выразить три тормозные усилия через проекции главного вектора и главного момента, а значит, и через отклонения от желаемого движения. Эта идея реализуется в случае неособенной матрицы преобразования сил торможения в главный вектор и главный момент. К сожалению, матрица эта вырождается при параллельном расположении вилок колес, а при подходе к этому положению тормозные усилия теоретически должны, неограниченно возрастать. В работе предлагается на первом этапе посадки после касания со значительным углом упреждения выровнять ЛА параллельно оси ВПП, управляя силами трения только двух основных опор. Смещение к середине ВПП должно выполняться методом «крабового хода» на втором этапе торможения после касания носовой стойки при согласованном подруливании тремя колесами. Для описания динамических процессов, возникающих при посадке ЛА на флюгерных колесах [1], рассмотрим кинематическую схему, показанную на рисунке 1. На рисунке приняты



Рис.1. Кинематическая схема летательного аппарата с флюгерными колесами на взлетно-посадочной полосе

следующие обозначения: A_{123} – оси опор; B_{123} – центры флюгерных колес, расположенных на вилках с длинами l_1 и l; колея и база шасси определяются расстояниями a, b, c между осями опор и центром тяжести ЛА, расположенным в точке S; ось x совпадает с осью ВПП, ось yнаправлена горизонтально; i, j, k и n_{123} , τ_{123} – ортонормированные базисы, сонаправленные осям x, y и осям вилок опор; α и q_{123} – углы поворота ЛА и вилок опор относительно оси ВПП соответственно; f_{123} – силы трения, передаваемые на опоры со стороны колес; Φ и M^{Φ} – главный вектор и главный момент сил инерции ЛА. Все векторы отмечены жирными буквами.

Запишем систему уравнений кинетостатики

$$\begin{cases}
m\ddot{x}_{S} = F_{x} \\
m\ddot{y}_{S} = F_{y}, \\
J\ddot{a} = M
\end{cases}$$
(1)

где *m* и J – масса и момент инерции ЛА относительно центра тяжести; точками обозначены производные по времени. F_x , F_y и M – проекции главного вектора и главного момента сил f_{123} , создаваемых флюгерными колесами, относительно точки *S*. Сформируем F_x , F_y и *M* как управляющие воздействия [3].

$$\begin{cases} F_x = -m[k_{xp}(x_S - x_{Sf}) + k_{xd}\dot{x}_S] \\ F_y = -m(k_{yp}y_S + k_{yd}\dot{y}_S) \\ M = -J(k_{\alpha p}\alpha + k_{\alpha d}\dot{\alpha}) \end{cases}$$
(2)

где x_{Sf} – длина пробега самолета при посадке; k_{xp} , k_{xd} , k_{yp} , k_{yd} , k_{ap} и k_{ad} – коэффициенты передаточных функций ПД-регуляторов. Системы уравнений (1) и (2) при отсутствии каких-либо ограничений позволяют определить коэффициенты обратных связей, обеспечивающие требуемые характеристики процессов стабилизации ЛА по трем координатам.

Главный вектор и главный момент не могут быть реализованы непосредственно как управляющие воздействия. Выразим их через тормозные усилия флюгерных колес.

$$\begin{cases}
F_x = -f_1 \cos(q_1) - f_2 \cos(q_2) - f_3 \cos(q_3) \\
F_y = f_1 \sin(q_1) + f_2 \sin(q_2) + f_3 \sin(q_3) \\
M = cf_1 \sin(q_1 + \alpha) - bf_2 \sin(q_2 + \alpha) + af_2 \cos(q_2 + \alpha) - \\
-bf_3 \sin(q_3 + \alpha) - af_3 \cos(q_3 + \alpha)
\end{cases}$$
(3)

Система уравнений (3) может быть представлена в матричной форме

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M \end{bmatrix} = D(q_1, q_2, q_3, \alpha) \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix}.$$

$$(4)$$

Подставим (3) в систему (1).

$$\begin{cases}
m\ddot{x}_{s} = -f_{1}\cos(q_{1}) - f_{2}\cos(q_{2}) - f_{3}\cos(q_{3}) \\
m\ddot{y}_{s} = f_{1}\sin(q_{1}) + f_{2}\sin(q_{2}) + f_{3}\sin(q_{3}) \\
J\ddot{\alpha} = cf_{1}\sin(q_{1} + \alpha) - bf_{2}\sin(q_{2} + \alpha) + af_{2}\cos(q_{2} + \alpha) - ' \\
-bf_{3}\sin(q_{3} + \alpha) - af_{3}\cos(q_{3} + \alpha)
\end{cases}$$
(5)

где силы f_{123} являются управляющими и формируются на основе сигналов обратной связи, записанных в правой части уравнений (6)

$$\begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix} = D(q_1, q_2, q_3, \alpha)^{-1} \begin{bmatrix} -m[k_{xp}(x_S - x_{Sf}) + k_{xd}\dot{x}_S] \\ -m(k_{yp}y_S + k_{yd}\dot{y}_S) \\ -J(k_{\alpha p}\alpha + k_{\alpha d}\dot{\alpha}) \end{bmatrix}.$$
(6)

Система уравнений (5), (6) тождественна системе (1), (2), однако, она соответствует реализуемой схеме приложения сил и при известных углах q_{123} позволяет определять величины тормозных воздействий.

Для описания движения самолета по ВПП необходимо уравнения (5) и (6) дополнить уравнениями связей углов поворота вилок q_{123} с координатами и скоростями ЛА. При отсутствии проскальзывания флюгерного колеса по опорной поверхности траектория его центра *B* однозначно определяется траекторией стойки *A* [1]. Заметим, что, если точка *A* будет перемещаться из одного фиксированного положения в другое по различным кривым, то точка *B* в конце пути будет оказываться в разных положениях. Такая механическая система называется 150

неголономной и при ее кинематическом исследовании должны учитываться соотношения скоростей [3, стр. 12]. Для получения зависимости между координатами центра колеса *B* и опоры *A* запишем уравнение геометрии произвольного флюгерного колеса.

$$\boldsymbol{OB} = \boldsymbol{OA} + \boldsymbol{AB}. \tag{7}$$

Продифференцируем по времени уравнение (7), приняв во внимание то, что скорость колеса *V_B* направлена вдоль вилки.

 \dot{OB}/n , AB = ln, l = const, $dn = -dq\tau$. (8) Тогда скорость V_B может быть выражена через скорость опоры V_A и относительную скорость колеса

$$V_B \boldsymbol{n} = \boldsymbol{V}_A - l \dot{\boldsymbol{q}} \boldsymbol{\tau}. \tag{9}$$

Умножим уравнение (9) скалярно на вектор τ

$$\mathbf{0} = \mathbf{V}_A \cdot \mathbf{\tau} - l\dot{q}. \tag{10}$$

Так как

$$\boldsymbol{V}_A = \dot{\boldsymbol{x}}_A \boldsymbol{i} + \dot{\boldsymbol{y}}_A \boldsymbol{j}, \tag{11}$$

то

$$l\dot{q} = -\dot{x}_A \sin(q) - \dot{y}_A \cos(q). \tag{12}$$

Уравнение (12) является искомым соотношением, позволяющим получить зависимость координат центра колеса B от координат опоры A как функций времени. Для показанной на рис. 1 схемы выразим скорости точек опор A_{123} через скорости центра тяжести и угол поворота ЛА

$$\begin{cases} V_{A1} = V_S + \dot{\alpha}c(j\cos(\alpha) - i\sin(\alpha)) \\ V_{A2} = V_S + \dot{\alpha}[j(-b\cos(\alpha) - a\sin(\alpha)) + i(b\sin(\alpha) - a\cos(\alpha))]. \\ V_{A3} = V_S + \dot{\alpha}[j(-b\cos(\alpha) + a\sin(\alpha)) + i(b\sin(\alpha) + a\cos(\alpha))] \end{cases}$$
(13)

После подстановки системы (13) в уравнения (12) для каждого флюгерного колеса получим окончательные выражения, связывающие углы поворота вилок *q*₁₂₃ с кинематическими параметрами самолета.

$$\begin{cases} \dot{q_1} = -[\dot{x}_S \sin(q_1) + \dot{y}_S \cos(q_1) + \dot{\alpha} c\cos(q_1 + \alpha)]/l_1 \\ \dot{q_2} = [-\dot{x}_S \sin(q_2) - \dot{y}_S \cos(q_2) + \dot{\alpha} b\cos(q_2 + \alpha) + \dot{\alpha} a\sin(q_2 + \alpha)]/l, \\ \dot{q_3} = [-\dot{x}_S \sin(q_3) - \dot{y}_S \cos(q_3) + \dot{\alpha} b\cos(q_3 + \alpha) - \dot{\alpha} a\sin(q_3 + \alpha)]/l \end{cases}$$
(14)

Система (14) содержит независимые нелинейные дифференциальные уравнения. Она может быть решена численно при заданных начальных условиях $q_{123}(0)$ и известных функциях скорости центра тяжести и угла поворота ЛА от времени.

Для стабилизации ЛА на ВПП после касания предлагается использовать автоматическое управление тормозами на основе сигналов с линейных ПД-регуляторов (6) и системы уравнений (14). При математическом моделировании движения ЛА как системы управления сначала надо решить систему уравнений (1), (2). Полученные законы движения следует подставить в дифференциальные уравнения (14) и лишь потом можно определить тормозные усилия из уравнений (6).

Расчеты показывают, что при такой организации обратной связи стабилизация возможна на ограниченном интервале времени. При

движении ЛА по ВПП в определенные моменты направления трех вилок флюгерных колес могут оказаться параллельными друг другу или пересекаться в одной точке. Из структуры матрицы D видно, что в этом случае ее определитель равен нулю. Это утверждение может следовать из того, что кинематическая схема ЛА и система действующих на нее сил эквивалентны хорошо изученной трехповодковой структурной группе Ассура [7]. Например, при приближении всех углов q_{123} к нулю для создания силы перпендикулярной вилкам тормозные усилия должны неограниченно возрастать. Кроме ограничения этих сил по величине надо иметь в виду, что силы трения могут быть направлены только против скоростей колес.

Посадка самолета обычно осуществляется на две главные стойки и лишь через несколько секунд происходит опускание на переднее колесо [12]. Выполним аналогичное исследование движения ЛА на двух колесах. Сохраним возможности выравнивания самолета по углу и торможения вдоль оси ВПП. Стабилизацию в поперечном направлении начнем осуществлять подруливанием [10] только после касания переднего колеса. Сформируем законы управления тормозными усилиями на основе уравнений (2) и (3), приравняв f_1 и F_y нулю. Пусть управление тормозными усилиями осуществляется из требования постоянного ускорения *w* вдоль оси *x* и стабилизации ЛА по углу α . Тогда

$$\begin{cases}
-mw = -f_2 \cos(q_2) - f_3 \cos(q_3) \\
-J(k_{\alpha p}\alpha + k_{\alpha d}\dot{\alpha}) = f_2[-b \sin(q_2 + \alpha) + a \cos(q_2 + \alpha)] - \\
-f_3[b \sin(q_3 + \alpha) + a \cos(q_3 + \alpha)]
\end{cases}$$
(15)

Разрешив систему (15) относительно f₂ и f₃, получим уравнения для управления по измерениям углов q₂, q₃ и α. Для анализа движения ЛА на основных опорах воспользуемся системами уравнений (5) и (14), приравняв силу f₁ к нулю. Полученная система шести уравнений, как и раньше, имеет шесть неизвестных, в состав которых вместо f_1 вошла координата Численное решение этой системы будет y_s . проиллюстрировано ниже в примере. Некоторый интерес представляет нахождение приемлемых коэффициентов обратных связей. Получим для них оценку в виде аналитических выражений, применимых при сильном боковом ветре и аккуратной посадке. Аккуратная посадка предполагает при касании точное движение вдоль ВПП и отсутствие угловой скорости ά₀. При этом системы уравнений (2) и (3) примут следующий вид в предположении малости углов q₂, q₃ и α:

$$\begin{cases} F_x = -mw \\ M = -J(k_{\alpha p}\alpha + k_{\alpha d}\dot{\alpha})' \end{cases} \begin{cases} F_x = -f_2 - f_3 \\ M = a(f_2 - f_3)' \end{cases} \begin{cases} f_2 = -\frac{F_x}{2} + \frac{M}{2a} \\ f_3 = -\frac{F_x}{2} - \frac{M}{2a} \end{cases}.$$
 (16)

Предположим, что максимальное значение угла α и его ускорения возникают в момент приземления. Тогда

$$\begin{cases} f_2 = \frac{mw}{2} - \frac{J}{2a} k_{\alpha p} \alpha_0 \\ f_3 = \frac{mw}{2} + \frac{J}{2a} k_{\alpha p} \alpha_0 \end{cases}$$
(17)

Так как f_2 и f_3 не должны достигать значений сил трения скольжения f_m , то коэффициент k_{ap} может быть определен из (17)

$$k_{\alpha p} = \frac{a(2f_m - mw)}{J|\alpha_0|}.$$
(18)

Коэффициент $k_{\alpha d}$ должен быть определен из собственных чисел дифференциального уравнения движения ЛА по углу при отсутствии колебательных режимов, то есть из положительности дискриминанта характеристического уравнения.

$$k_{\alpha d} > 2 \sqrt{k_{\alpha p}}.$$
(19)

Результаты

Изложенная в работе методика расчета динамических процессов, происходящих при посадке усовершенствованного ЛА [5], Рассмотрим ЛА проиллюстрирована В примере. со следующими геометрическими и инерционными параметрами: a = 1.7 м, b = 2.8 м, c =5.6 м, $l_1 = 0.7$ м, l = 0.8 м, $m = 25 \cdot 10^3$ кг, $J = 2 \cdot 10^6$ кг · м². Скорость ЛА при посадке 85 м/с, скорость бокового ветра слева 20 м/с. При этом угол упреждения α₀ = 0.238 рад. Угловая скорость отсутствует. Скорость поперек ВПП 0.2 м/с, смещение центра тяжести от оси 1 м вправо. Требуемое ускорение торможения w = 5 м/с. Максимальное тормозное усилие одного колеса на сухом бетоне $f_m = 8.17 \cdot 10^4$ Н. При таких исходных данных можно принять $k_{\alpha p} = 0.137$, $k_{\alpha d} = 0.956$. На рисунке 2 показаны зависимости от времени тормозных усилий на флюгерных колесах и углы их поворота.



Рис. 2. Управляемые тормозные усилия и углы поворота вилок главных опор

Следует обратить внимание на то, что для уменьшения угла α сила на левом колесе оказалась больше, чем на правом. Это вызвано меньшим плечом силы f_2 по сравнению с f_3 . Флюгерные колеса перед касанием расположены в штатном положении и сориентированы под углом - α_0 . В момент касания они практически мгновенно поворачиваются вдоль скоростей опор [6] относительно ВПП, в данном примере на угол -0.2/85 = 2.35 · 10⁻³ радиан. При дальнейшем движении их углы изменяются в соответствии с уравнениями (14). На рисунке 3 изображены проекции координат центра тяжести ЛА и угол его поворота как функции времени.



Рис. 3. Торможение ЛА на флюгерных колесах

Расчет подтвердил возможность стабилизации торможения ЛА при сильном боковом ветре. Незначительная поперечная составляющая суммарной силы трения в рассмотренном примере способствовала уменьшению неуправляемого сноса с ВПП.

Исследования показали перспективность применения флюгерных колес в основных стойках шасси сверхманевренных самолетов для обеспечения безопасной посадки при сильном боковом ветре.

Обсуждение

Полученные результаты имеют несомненную важность. В настоящее время не существует возможности безопасной посадки самолетов при сильном боковом ветре [11]. Современные нормативные документы разрешают посадку при боковом ветре не более 15 м/с [4, стр. 12] при этом предполагается высокое мастерство летчиков И гарантированная прочность конструкции ЛА. Использование тормозного парашюта ограничено скоростью бокового ветра до 10 м/с. Предложенное в работе конструктивное изменение главных стоек шасси [15] и внедрение автоматического управления тормозами может существенно повысить безопасность посадки высокоманевренных ЛА.

Заключение

В статье проведены исследования возможности применения флюгерных колес в главных опорах ЛА [14] при организации системы управления тормозными усилиями на основе сигналов обратных связей. Показано, что автоматическое управление тормозами может эффективно выравнивать ЛА вдоль оси ВПП и при этом обеспечивать требуемую длину пробега. Дальнейшие исследования должны быть направлены на возможности управления поворотами вилок [9] всех трех опор для более устойчивого и плавного движения самолета после приземления [8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Зверев И.И., Коконин С.С. Проектирование авиационных колес и тормозных систем. М.: Машиностроение, 1973. 224 с.
- [2] Ивашова Н.Д. Система автоматического управления посадочным маневром беспилотного летательного аппарата при действии бокового ветра. Диссертация на соискание уч. степ. к.т.н. МАИ 2015 г. С. 116.
- [3] Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1961. 824 с.
- [4] Самолет СУ-27СК. Руководство по эксплуатации. ВВИА им. Жуковского. М: Письмо ОАО «КНААПО», 2004. 182 с. (стр. 12)
- [5] 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

- [6] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications.// 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002,19 p
- [7] 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
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Shock spectra in non-linear interactions. В сборнике: Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education". Cham, Switzerland, 2021. С. 60-70.
- [11] F-35 Joint Strike Fighter (JSF) Program. Congressional Research Service. Informing the legislative debate since 1914. Updated May 2, 2022.
- [12] 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. Springer International Publishing. 2017, p.: 73-85 DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
- [13] Lee J.-R., Chia C.C., Kong C.-W., Review of pyroshock wave measurement and simulation for space systems.// J. Measurement, 2012, Vol. 45, pp. 631-642.
- [14] Tereshin V.A., Shock response spectra as a result of linear interactions // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. 2018, Part F5, c. 151-161
- [15] Zulkarnay U., Kaverzneva T.T., Tarkhov D.A., Tereshin V.A., Vinokhodov T.V., Kapitsin D.R., A Two-layer Semi Empirical Model of Nonlinear Bending of the Cantilevered Beam // Joint IMEKO TC1-TC7-TC13 Symposium, Rio de Janeiro, Brazil, Juli 31st to 3rd 2017

SUPERMANEUVERABLE AIRCRAFT LANDING IN STRONG SIDE WIND

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the issues of landing a super-maneuverable aircraft in a strong side wind. It is proposed to install vane wheels in the main landing gear. The results showed the possibility of leveling an aircraft on the runway using automatic brake control.

Key words: supermaneuverable aircraft, vane wheel, runway alignment, crosswind landing.

REFERENCES

- Zverev I.I., Kokonin S.S. Design of aircraft wheels and braking systems. M.: Mashinostroenie, 1973. – 224 p.
- [2] Ivashova N.D. Automatic control system for the landing maneuver of an unmanned aerial vehicle under the action of a crosswind. Dissertation for the competition step. Ph.D. MAI 2015, p. 116.
- [3] Lurie A.I. Analytical mechanics. M.: State publishing house of physical and mathematical literature, 1961. 824 p.
- [4] SU-27SK aircraft. Manual. VVIA named after Zhukovsky. M: Letter of JSC "KNAAPO", 2004. - 182 p.
- [5] 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
- [6] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications.
 // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002,19 p
- [7] 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
- [8] 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.
- [9] 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.

- [10] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Shock spectra in non-linear interactions. В сборнике: Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education". Cham, Switzerland, 2021. С. 60-70.
- [11] F-35 Joint Strike Fighter (JSF) Program. Congressional Research Service. Informing the legislative debate since 1914. Updated May 2, 2022.
- [12] 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. Springer International Publishing. 2017, p.: 73-85 DOI 10.1007/978-3-319-53363-6_3
- [13] Lee J.-R., Chia C.C., Kong C.-W., Review of pyroshock wave measurement and simulation for space systems.// J. Measurement, 2012, Vol. 45, pp. 631-642.
- [14] Tereshin V.A., Shock response spectra as a result of linear interactions // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. 2018, Part F5, c. 151-161
- [15] Zulkarnay U., Kaverzneva T.T., Tarkhov D.A., Tereshin V.A., Vinokhodov T.V., Kapitsin D.R., A Two-layer Semi Empirical Model of Nonlinear Bending of the Cantilevered Beam // Joint IMEKO TC1-TC7-TC13 Symposium, Rio de Janeiro, Brazil, Juli 31st to 3rd 2017.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.83 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-530

В.М. Третьяков

МЕТОД РАЗЛОЖЕНИЯ ДВИЖЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПЛАНЕТАРНЫХ РОЛИКОВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ



Владимир Михайлович Третьяков, акционерное общество «Всероссийский научно-исследовательский институт «СИГНАЛ» Россия, г. Ковров Тел.: (49232) 9-04-31, E-mail: <u>mail@vniisignal.ru</u>

Аннотация

Определены аналитически и графически кинематические параметры планетарных роликовинтовых механизмов (ПРВМ): вращательные и осевые перемещения звеньев. Перемещение выходного звена механизма представляется в виде суммы составляющих движений. Получены зависимости, позволяющие определить кинематические свойства разных вариантов обычных и телескопических ПРВМ с разными направлениями и параметрами резьбы, а также с разными вариантами входных и выходных звеньев. Полученные результаты могут быть использованы и при синтезе ПРВМ.

Ключевые слова: планетарный роликовинтовой механизм, винт, гайка, ролик, кинематические характеристики.

Введение

Электромеханические приводы, созданные на базе ПРВМ, находят все более широкое применение. Расширяется и разнообразие исполнений ПРВМ [1 - 5]. Кинематические характеристики таких механизмов исследовались многими авторами [6 – 19]. Появились работы, в которых при их определении учитывается фактическое передаточное отношение, зависящее от фрикционного характера зацепления и погрешностей изготовления звеньев. Однако полученные результаты не достаточно удобны для конструкторов, выпускающих КД и не имеющих времени разбираться в тонкостях кинематики проектируемого механизма. В этом случае наиболее удобной будет математическая модель, которую можно применять при проектировании различных вариантов механизмов данного типа, а используемые исходные данные содержатся в чертежах резьбовых звеньев проектируемых устройств. К этим данным относятся: средний диаметр и шаг резьбы, ее направление и число заходов.

Методы

Для получения более общих зависимостей будем предполагать, что в ПРВМ с одним рядом роликов используется ступенчатый (фасонный [17]) ролик (рис. 1). Это позволяет расширить кинематические возможности механизма.

На рис. 1 используются следующие обозначения звеньев: v – винт, r – ролик, c - сепаратор (водило), g – гайка. Диаметр и число заходов резьбы винта: d_v , z_v ; параметры резьбы rv ролика, взаимодействующей с винтом: d_{rv} , z_{rv} ; параметры резьбы rg ролика, взаимодействующей с гайкой: d_{rg} , z_{rg} ; параметры гайки: d_g , z_g . Одно из звеньев v или g является входным, а второе выходным. Входное движение – вращательное, а выходное – поступательное.



Рис. 1. ПРВМ со ступенчатым роликом

Поступательное перемещение резьбового элемента зависит от направления резьбы, ее шага и числа заходов, а также вида совершаемого движения и направления вращения. Взаимодействующие резьбы звеньев имеют одинаковый шаг p. Общепринятые правила знаков приведены на рис. 2. С учетом этого показатели параметров резьбы и движения звеньев будут принимать следующие значения:

- направление резьбы P_x , определяющей движение звена x: правое $P_x = 1$, левое $P_x = -1$, кольцевые проточки $P_x = 0$;

- вид движения E_x звена, поступательное перемещение которого вносит составляющую в поступательное движение выходного звена: винтовое $E_x = 1$, не винтовое $E_x = -1$;

- направление вращения T_x звена: против часовой стрелки $T_x = 1$, по часовой стрелке $T_x = -1$.



Рис. 2. Правила знаков для резьбовых элементов

Способ получения зависимости $S(\varphi)$ перемещения выходного звена вращения входного основан на разложении перемещения OT на составляющие, определяемые вращением каждого звена каждой В винтовой кинематической паре механизма. Рассмотрим движения. совершаемые звеньями ПРВМ. Для анализа вращательных движений удобно использовать графический метод [20]. Наиболее простой вид имеют формулы (табл. 1), полученные с использованием картин угловых скоростей (углов поворота φ_{x}), построенных на основе известного угла поворота (угловой скорости) сепаратора с (водила). На рис. 3 показаны движения звеньев и направления их вращения: рис. 3 а – входное движение - вращение винта v, выходное - поступательное движение гайки g; рис. 3 δ – входное движение - вращение гайки g, выходное поступательное движение винта v.





б) Рис. 3. Движения резьбовых элементов ПРВМ: *a*) входное звено винт, б) входное звено гайка

Составляющие поступательного движения выходного звена при повороте входного на угол φ_x

Составляющие движений звеньев и их показатели приведены в Формулы для определения составляющих вращательных таблице 1. перемещений размещены в столбце 5, поступательных - в столбце 9. В качестве индекса x параметров P_x и z_x используются обозначения звеньев, размещенные в столбце 3. Первый индекс показателей движений, приведенных в столбцах 7 - 9, определяется обозначением входного звена, упоминаемого в заголовке столбца 5. В качестве второго индекса (у) используется обозначение вращающегося звена, приведенное в столбце 4. Третий индекс (z) соответствует размещенному в столбце 1 обозначению звена, взаимодействующего с роликом, образующим рассматриваемую кинематическую пару. В случае когда винтовую пару образуют два ролика в качестве третьего индекса используется обозначение того ролика, которое не использовано в качестве второго индекса (см. табл. 2). Если присоединяемый индекс тождественен индексу, стоящему перед ним, то оставляем только один индекс, на пример, в строке 1.1 табл. 1 вместо $E_{\mu\nu\nu}$ используется E_{ν} .

ПРВМ, у которого входное звено – винт, выходное - гайка.

Составляющие поступательных перемещений, обусловленные входной винтовой кинематической парой, образованной винтом и роликом (столбец 1). Порядковые номера составляющих движений приведены в столбце 2 таблицы 1.

1.1. Первая составляющая (строка 1.1) определяется резьбой винта и его поворотом на угол φ_{12} (столбец 5). Рассматриваем совместное которое поступательное движение звеньев *с, г* и *д*, определяется поворотом винта. Звено *v* совершает не винтовое (вращательное) движение. Вид движения звена и его показатель Е_{ииг} определяется данными столбцов 1, 4, 5 и 6. Индекс у для показателей E_{vyz} и T_{vyz} определяется обозначением звена, указанного в столбце 4. Если и только если в обеих ячейках, принадлежащих столбцам 4 и 6, рассматриваемой строки указано одно и то же звено, то движение его является винтовым. Звено v указано только в столбце 4, поэтому оно совершает не винтовое движение и $E_{\nu} = E_{\nu\nu\nu} = -1$. Знак признака T_{ν} , указывающего направление вращения звена, определяется по картине углов поворота звеньев (рис. 3, а). Если вектор угла поворота (угловой скорости) направлен вправо от нулевой линии $O_a O_a$, выделенной штриховкой, то знак признака «плюс», влево – «минус». Для рассматриваемого механизма направление вращения винта имеет признак $T_n = 1$.

1.2. Вторая составляющая поступательного движения выходного звена также определяется резьбой винта. На сепараторе нет резьбы. Считаем, что ролик относительно сепаратора не вращается ($\varphi_r^c = 0$). Вторая составляющая представляет собой совместное поступательное

движение звеньев *c*, *r* и *g*, которое определяется поворотом водила на угол φ_c . Звенья *r* и *c* перемещаясь, как единое целое, совершают винтовое движение вокруг оси симметрии винта. Обозначение водила располагается и в 4, и в 6 столбцах, поэтому $E_{vcv} = 1$. Третий индекс (*z*) показателей движения указывает обозначение звена, резьба которого взаимодействует с роликом. В соответствии с рис. 3, *a* водило вращается против часовой стрелки, поэтому $T_{vcv} = 1$.

1.3. Третья составляющая поступательного движения (как совместное поступательное движение звеньев c, r и g) определяется резьбой ролика и его поворотом относительно водила на угол φ_r^c . Обозначение ролика располагается и в 4, и в 6 столбцах, поэтому $E_{vrv} = 1$. В соответствии с рис. 3, *а* ролик вращается по часовой стрелке, поэтому $T_{vrv} = -1$.

Составляющие поступательного перемещения гайки, обусловленные выходной винтовой кинематической парой, образованной роликом и гайкой.

1.4. Четвертая составляющая поступательного движения выходного звена *g* определяется резьбой ролика и его поворотом относительно водила на угол φ_r^c . Обозначение ролика присутствует только в 4 столбце, поэтому $E_{vrg} = -1$. В соответствии с рис. 3, *а* ролик вращается по часовой стрелке и $T_{vrg} = -1$.

1.5. Пятая составляющая движения определяется резьбой гайки и ее поступательным перемещением при повороте водила вместе с роликом на угол φ_c . Обозначение водила присутствует только в 4 столбце, поэтому $E_{vcg} = -1$. В соответствии с рис. 3, *а* показатель движения водила $T_{vcg} = 1$.

Предложенный подход является универсальным. Он применим для различны вариантов ПРВМ в том числе и для телескопических механизмов с несколькими рядами роликов (рис. 4, таблица 2).



Рис. 4. Движения резьбовых звеньев ПРВМ с тремя рядами роликов

	Составляющие поступательного перемещения $S_g(\varphi_x)$ выходного звена ξ при повороте входного звена v на утол φ_v		6	$E_v P_v T_v p_{Z_v} \frac{\varphi_v}{2\pi}$	$E_{vcv}P_{v}T_{vcv}Pz_{v}\left(rac{d_{v}d_{rg}}{d_{v}d_{rg}+d_{rv}d_{g}} ight)rac{arphi_{v}}{2\pi}$	$E_{vrv}P_{rv}T_{vrv}Pz_{rv}\left(rac{d_{g}d_{v}}{d_{v}d_{rg}+d_{rv}d_{g}} ight)rac{\varphi_{v}}{2\pi}$	$E_{vrg}P_{rg}T_{vrg}P_{Zrg}\left(\frac{d_gd_v}{d_vd_{rg}+d_{vv}d_g}\right)\frac{\varphi_v}{2\pi}$	$E_{vcg}P_{g}T_{vcg}p_{Zg}\left(rac{d_{v}d_{rg}}{d_{v}d_{rg}+d_{ry}d_{g}} ight)rac{\varphi_{v}}{2\pi}$	Составляющие поступательного перемещения $S_{y}(\varphi_{x})$ выходного звена v	при повороте входного звена g на угол φ_g	$E_{g}P_{g}T_{g}p_{Z_{g}}\frac{\varphi_{g}}{2\pi}$	$E_{gcg}P_{g}T_{gcg}P_{Zg}\left(rac{d_{g}d_{rv}}{d_{v}d_{rg}+d_{rv}d_{g}} ight)rac{\varphi_{g}}{2\pi}$	$E_{grg}P_{rg}T_{grg}p_{Zrg}\left(rac{d_vd_g}{d_vd_{rg}+d_{rv}d_g} ight)rac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{grv}P_{rv}T_{grv}Pz_{rv}\left(\frac{d_vd_g}{d_vd_{rg}+d_{rv}d_g}\right)\frac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gcv}P_{v}T_{gcv}pz_{v}\left(rac{d_{g}d_{rg}}{d_{rd}d_{rd}+d_{rrd}d_{r}} ight)rac{q_{g}}{2\pi}$
	Показатели движения звеньев	T_{vyz}	8	1	1	-1	-1	1	атели ения beb	T_{gyz}	1	1	1	1	1
		E_{vyz}	7	7	1	1	4	-	Показ; движо звен	Egyz	-	1	1	-1	-1
	Посту- пательно перем. звенья		9	r, c, g	r, c, g	r, c, g	в	в	Посту- пательно	перем. звенья	r, c, v	r, c, v	r, c, v	а	а
	Угол поворота звена x вокруг оси симметрии звена с резьбой,	определяющеи движение, при повороте входного звена v на угол φ_v (рис. 3, a)	5	$\varphi_{v}, \varphi_{c} = 0, \varphi_{r}^{c} = 0$	$\varphi_c = \left(\frac{a_v a_{rg}}{a_v d_{rg} + a_{rvd}g}\right) \varphi_v, \varphi_r^c = 0$	$\varphi_r^c = \left(\frac{d_g d_v}{d_v d_{rg} + d_{rv} d_g}\right) \varphi_v$	$\varphi_r^c = \left(\frac{d_g d_v}{d_v d_{rg} + d_{rv} d_g}\right) \varphi_v$	$\varphi_c = \left(\frac{a_v a_{rg}}{a_v a_{rg} + a_{rv} a_g}\right) \varphi_v, \varphi_r^c = 0$	Угол поворота звена x вокруг оси симметрии звена с резьбой,	определиющеи движение, при повороте входного ѕвена g на утол φ_g (рис. 3, б)	$\varphi_{g}, \varphi_{c} = 0, \varphi_{r}^{c} = 0$	$\varphi_c = \left(\frac{d_g d_{rv}}{d_v d_r g + d_{rv} d_q g}\right) \varphi_g, \varphi_r^c = 0$	$\varphi_r^c = \left(\frac{d_v d_g}{d_v d_{rg} + d_{rg} d_g}\right) \varphi_g$	$\varphi_r^c = \left(\frac{d_v d_g}{d_v d_{rg} + d_{rg} d_g}\right) \varphi_g$	$\varphi_c = \left(rac{d_g d_{TV}}{d_{r,d,c,2+d,\dots,d,c}} ight) \varphi_g, \varphi_r^c = 0$
	Вращ. звено,	задает: Е _{vyz} ,T _{vyz}	4	а	с	<i>г</i> отн. с	<i>г</i> отн. с	υ	Вращ. звено,	saµaer. Egyz:Tgyz	в	c	<i>г</i> отн. <i>с</i>	<i>г</i> отн. <i>с</i>	c
	Звено с резьбой, определяющей	Звено с резьбой, определяющей движение, задает Р _ж		а	а	r	*	в	Звено с резьбой, определяющей	движение, задает P_x	g	g	rg	aı	а
	Ne coc- Tab-	ле сос- ляю- дяю- щей		1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	ž		2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
	Звенья винтовой	кинемат. пары	1		v,r			r, g	Звенья винтовой	кинемат. пары		g, r	r, v		

Таблица І. Показатели и составляющие движений звеньев для ПРВМ с одним рядом роликов

165

Таблица 2. Показатели и составляющие движений звеньев для ПРВМ с тремя рядами роликов, входное звено гайка

Составляющие поступательного перемещения $S_{y}(\varphi_{x})$ звена v при повороте входного звена g на угол φ_{g}			$E_g P_g T_g p z_g \frac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gc3g}P_{g}T_{gc3g}P_{Zg}\left(rac{d_g}{d_g+d_v} ight)rac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gr3g}P_{r3}T_{gr3g}P_{Zr3}\left(rac{d_v}{d_{r3}},rac{d_g}{d_g+d_v} ight)rac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{grarz}P_{rz}T_{grarz}p_{zrz}\left(rac{d_v}{d_{rz}}\cdotrac{d_g}{d_{rz}},rac{d_g}{d_g+d_v} ight)rac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gr2r3}P_{r2}T_{gr2r3}P_{zr2}\left(rac{d_v}{d_{r2}}\cdotrac{d_g}{d_{r2}} ight)rac{d_g}{d_g}+rac{d_g}{2\pi}$	$E_{gr2r1}P_{r2}T_{gr2r1}p_{2r2}\left(\frac{d_v}{d_{r2}}\cdot\frac{d_g}{d_{r2}},\frac{d_g}{d_g+d_v}\right)\frac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gr1r2}P_{r1}T_{gr1r2}P_{zr1}\left(\frac{d_v}{d_{r1}},\frac{d_g}{d_{r1}},\frac{d_g}{d_g+d_v}\right)\frac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gr_1v}P_{r_1}T_{gr_1v}p_{Zr_1}\left(\frac{d_v}{d_{r_1}}\cdot\frac{d_g}{d_g+d_v}\right)\frac{\varphi_g}{2\pi}$	$E_{gc_{1v}}P_{v}T_{gc_{1v}}p_{zv}\left(rac{d_g}{d_a+d_v} ight)rac{\varphi_g}{2\pi}$	
атели ения њев	T_{gyz}	8	1	1	1	1	-1	-1	1	1	1	
Показ движ звен	E_{gyz}	7	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	
Поступательно перемещающеес	я Звенья	6	$r_1 \dots r_3, c_1 \dots c_3, v$	$r_1 \dots r_3, c_1 \dots c_3, v$	r ₁ r ₃ , c ₁ c ₃ , v	r1, r2, c1, c2, v	r_1, r_2, c_1, c_2, v	r_1, c_1, v	r_1, c_1, v	v	а	
Угол поворота звена вокруг оси симметрии звена с резьбой, определяющей движение,	при повороте входного звена g на угол $\varphi_g,$ рис. 4, a	5	$\varphi_{g}, \varphi_{c1} = \cdots = \varphi_{c3} = 0, \varphi_{r1}^{ci} = 0$	$\varphi_{c3} = \varphi_{c2} = \varphi_{c1} = \left(\frac{d_g}{d_g + d_v}\right) \varphi_g, \varphi_{r3}^{c3} = 0$	$\varphi_{r_3}^{c_3} = \left(\frac{d_v}{d_{r_3}} \cdot \frac{d_g}{d_g + d_v}\right) \varphi_g$	$\varphi_{r3}^{r3} = \left(\frac{d_y}{d_r} \cdot \frac{d_g}{d_g + d_y}\right) \varphi_g$	$\varphi_{r2}^{c2} = \left(\frac{d_v}{d_{r2}} \cdot \frac{d_g}{d_g + d_v} \right) \varphi_g$	$\varphi_{r2}^{c2} = \left(\frac{d_v}{d_{r2}} \cdot \frac{d_g}{d_g + d_v}\right) \varphi_g$	$\varphi_{r_1}^{c_1} = \left(rac{d_y}{d_{r_1}}\cdotrac{d_g}{d_g}+rac{d_g}{d_g} ight) \varphi_g$	$arphi_{r1}^{c1} = \left(rac{d_v}{d_{r1}}\cdotrac{d_g}{d_{g}+d_v} ight) arphi_g$	$\varphi_{c1} = \varphi_{c2} = \varphi_{c3} = \left(rac{d_g}{d_g+d_v} ight) \varphi_g, \ \varphi_{r1}^{c1} = 0$	
Вращ. звено, запает	E_{gyz}	4	в	⁸ 3	r ₃ 0th. c ₃	r ₃ 0th. c ₃	r_2 oth. c_2	r_2 oth. c_2	r_1 отн. c_1	<i>г</i> 1 отн. <i>с</i> 1	¹ 2	
Звено с резьбой, опреде-	ляющей движ.: Р _ж	ę	в	в	r_3	r_3	r_2	r_2	r_1	r_1	а	
Ne Ne	Tab.	2	1.1	1.2	1.3	2.1	2.2	3.1	3.2	4.1	4.2	
Звенья винто- вой кинем. пары				g, r3; S.,1	12	$r_{2}, r_{2};$	Sv2	$r_2, r_1;$	Sva	r1, v; S _{v4}		

Результаты

В таблице 3 приведены результаты расчетов по формулам таблицы 1 для ПРВМ с параметрами из [19]. В 9 столбце в нижней части строк 1.5 и 2.5 (на темном фоне) в числителе приведены данные о перемещениях выходного звена при одинаковых направлениях резьбы винта и ролика, а в знаменателе при противоположных направлениях резьбы. Полученные результаты совпадают с данными [19].

Обсуждение

Полученные зависимости позволяют определить не только кинематические характеристики, но и необходимые значения параметров звеньев. Например, определим требования к параметрам звеньев второго варианта конструкции (ролики на винте) передачи Страндгрена при ведущей гайке ($d_r = d_{rv} = d_{rg}, z_r = z_{rv} = z_{rg}, P_r = P_{rv} = P_{rg}$). Для этого приравняем нулю сумму составляющих поступательного перемещения винта (столбец 9), приведенных в строках 2.4 и 2.5 таблицы 1. После



Рис.5. Телескопический ПРВМ

упрощения составленного уравнения получим: $P_v \frac{z_v}{z_r} = -P_r \frac{d_v}{d_r}$, откуда следует, что $P_v = -P_r, \frac{z_v}{z_r} = \frac{d_v}{d_r}$.

Решим другую задачу. Проектируем телескопический ПРВМ с одним рядом роликов (рис. 5) при ведущем винте. Накладываемое ограничение: обе винтовые пары вносят равный вклад в перемещение выходного звена. Уравнение получается путем приравнивания суммы составляющих перемещений входной винтовой пары (размещены в ячейках столбца 9 строк 1.1 – 1.3 таблицы 1) сумме составляющих выходной винтовой пары (размещены в ячейках столбца 9 строк 1.4 и 1.5). После упрощения получим выражение P_az_a –

 $P_{v} z_{v} \left(\frac{d_{g}}{d_{v}}\right) = 2 P_{r} z_{r} \left(\frac{d_{g}}{d_{r}}\right)$. Более наглядным оно становится в виде:

$$\frac{z_g P_g}{d_g} - \frac{z_v P_v}{d_v} = 2 \frac{z_r P_r}{d_r}.$$
(1)

Составляющие поступательного перемещения $S_g(\varphi_x)$ выходного вена g при	повороте винта на угол $\varphi_v = 2\pi$; $P_r = 1; P_g = 1; P_v = 1 / P_v = -1$	6	$S_{g_{11}} = -25 \text{ mm} / S_{g_{11}} = 25 \text{ mm}$	$S_{g_{12}} = 9,375 \text{ mm} / S_{g_{12}} = -9,375 \text{ mm}$	$S_{g_{13}} = -9,375$ mm / $S_{g_{13}} = -9,375$ mm	$S_{g_{14}}=9,375{ m mm}/S_{g_{14}}=9,375{ m mm}$	$S_{g_{15}} = -9,375 \text{ mm} / S_{g_{15}} = -9,375 \text{ mm}; S_g = -25 \text{ mm} / S_g = 6,25 \text{ mm}$	Составляющие поступательного перемещения $S_{p}(\varphi_{x})$ выходного звена v при повомого гайки на угол $m = 2\pi^{-1}$	$P_r = 1; P_g = 1; P_v = 1/P_v = -1$	$S_{v21} = -25 \text{ mm} / S_{v21} = -25 \text{ mm}$	S ₂₂₂ = 15,625 мм / S ₂₂₂ = 15,625 мм	S _{ига} = 9,375 мм / S _{ига} = 9,375 мм	$S_{v24} = -9,375 \text{ mm} / S_{v24} = -9,375 \text{ mm}$	$S_{p25} = -15,625 \text{ mm} / S_{p25} = 15,625 \text{ mm}; S_p = -25 \text{ mm} / S_n = 6,25 \text{ mm}$
затели сения Ньев	T_{vyz}	8	1	1	-1	-1	1	затели кения ньев	T_{gyz}	1	1	1	1	1
Пока: двиз звеі	E_{vyz}	7		1	1	-1	-1	Показ двия звен	E_{gyz}	-	1	1	7	7
Посту- пательно	перем. звенья	9	r, c, g	r, c, g	r, c, g	в	9	Посту- пательно	звенья.	r, c, v	r, c, v	r, c, v	а	а
Тараметры поворота звена <i>х</i> вокруг оси симметрии звена с резьбой, определяющей движение, при $\varphi_v=2\pi$		5	$\varphi_v = 2\pi = 12,5664$	$\varphi_e = 2,3562$	$\varphi_r^c = 11,7810$	$\varphi_r^c=11,7810$	$\varphi_{c} = 2,3526$	Угол поворота звена х вокруг оси силметрии звена с резьбой,	определающен движение, при повороте гайки на угол $\varphi_g = 2\pi$	$\varphi_{g} = 2\pi = 12,5664$	$\varphi_c = 3,927$	$\varphi_{r}^{c} = 11,781$	$\varphi_r^c = 11,781$	$\varphi_{c} = 3,927$
Враш. звено, задает: <i>Evyz</i> , <i>Tvyz</i>		4	а	c	<i>г</i> отн. с	<i>г</i> отн. с	c	Вращ. звено, стает:	Egyz,Tgyz	в	с	<i>г</i> отн. <i>с</i>	<i>г</i> отн. с	υ
Звено с резьбой, опреде-	Звено с резьбой, опреде- ляющей движ.: Р _x 3		v	υ	r	r	g	Звено с резьбой, опреде-	ляющей движ.: <i>Р_х</i>	в	g	r	r	2
Me	N C			1.2	1.3	1.4	1.5	Ĩ		2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
Звенья винтовой кинемат. пары		1		5	114		r, g	Звенья винтовой кинемат. пары			g,r		r,v	

Таблица 3. Показатели и составляющие движений звеньев для ПРВМ с одним рядом роликов [19]. $p = 5 \text{ mm, } d_v = 39 \text{ mm, } z_v = 5, d_r = d_{rv} = d_{rg} = 13 \text{ mm, } z_r = 1, d_g = 65 \text{ mm, } z_g = 5$

168
Обозначим
$$t_x = \frac{z_x P_x}{d_x},$$
 (2)

тогда выражение (1) примет вид: $t_v + t_r = t_g - t_r$. Сумма параметров t_x винта и ролика равна разности параметров t_x гайки и ролика.

Пусть S_{rv} и S_{rg} - перемещения, обусловленные винтовыми парами, образованными роликом с винтом и гайкой, соответственно. Перемещение выходного звена $S = S_{rv} + S_{rg}$. Обозначим $k = \frac{S_{rv}}{S_{rg}}$, тогда соотношение параметров t_x звеньев ПРВМ будет иметь вид:

$$t_v + t_r = k(t_g - t_r),\tag{3}$$

где k - коэффициент, который может принимать значения от 0 до $\pm \infty$.

Если k = 0 (второй вариант конструкции передачи Страндгрена, ролики на винте), то из (3) следует, что $t_v = -t_r$. С учетом (2) получим $P_v = -P_r$ и $\frac{z_v}{z_r} = \frac{d_v}{d_r}$. Это соответствует результату, приведенному в начале данного раздела. При $k \to \pm \infty$ (первый вариант конструкции передачи Страндгрена, ролики в гайке) из (3) следует, что $t_g = t_r$, $P_g = P_r$ и $\frac{z_g}{z_r} = \frac{d_g}{d_r}$.

Уравнение (3) может быть представлено и через углы подъема (α_v , α_r , α_g) резьбы звеньев: $P_v tg\alpha_v + P_r tg\alpha_r = k(P_g tg\alpha_g - P_r tg\alpha_r)$.

Полученные результаты согласуются с результатами других авторов, но имеют два важных для конструктора преимущества: они применимы к разным вариантам механизмов; для их получения используются параметры, указываемые на чертежах резьбовых звеньев.

Заключение

Предложенный подход может быть применен при определении кинематических характеристик разных вариантов ПРВМ обычных и телескопических, а также при синтезе новых механизмов. При определении кинематических характеристик и синтезе механизмов используются параметры, которые приводятся на чертежах резьбовых звеньев. Разработанная модель легко реализуется с помощью пакета Mathcad.

Следует также отметить, что фрикционный характер зацепления не является проблемой для многих вариантов ПРВМ, так как его влияние устраняется дополнительным кинематическим замыканием [14]. Как и для зубчатых механизмов, ошибка положения и кинематическая погрешность ПРВМ это отдельная задача.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Блинов Д. С., Морозов М. И. Перспективные конструкции планетарных роликовинтовых механизмов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 3. С. 62-72.
- [2] Рябов К. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. Разработка и исследование актуатора для радиотелескопа с активным рефлектором // Вестник машиностроения, 2014. № 6. С. 14-20.
- [3] Кириллов А. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. Двухкоординатный сканирующий стол с электромеханическими приводами на базе планетарных роликовинтовых передач для нанотехнологического оборудования // Вестник машиностроения. 2014. № 8. С. 22-28.
- [4] Boyko S.O., Golovenkin E.N., Silivanov R.P., Lekanov A.V., Melkomukov A.A. Research results of planetary roller screw transmission for high precision mechanisms B сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. 2020. C. 12-32.
- [5] Wu L, Ma S, Fu X, Zhang J, Liu G. A review of planetary roller screw mechanism for development and new trends. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2022;236(21):10822-10840. doi:10.1177/09544062221106287.
- [6] Liu YQ, Wang JS, Cheng HG et al (2015) Kinematics analysis of the roller screw based on the accuracy of meshing point calculation. Math Probl Eng. https://doi.org/10.1155/2015/303972.
- [7] Fu, X., Liu, G., Ma, S., Tong, R., and Lim, T. C. (October 14, 2016). "A Comprehensive Contact Analysis of Planetary Roller Screw Mechanism." ASME. J. Mech. Des. January 2017; 139(1): 012302. https://doi.org/10.1115/1.4034580.
- [8] X. Zhang, X. Huo, J. Huang, X. Duan and G. Wang, "Kinematics Modeling and Pitch Diameter Modification of the Standard Planetary Roller Screw Mechanism, "2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Harbin, China, 2019, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICEMS.2019.8921920.
- [9] Wang, C., Zhang, C., Cheng, Q. et al. Kinematic modeling of a planetary roller screw mechanism considering runout errors and elastic deformation. Int J Adv Manuf Technol 124, 4455–4463 (2023). https://doi.org/10.1007/s00170-022-10192-5.
- [10] П. А. Соколов, О. А. Ряховский, Д. С. Блинов, И. А. Лаптев Кинематика планетарных роликовинтовых механизмов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2005. № 1 с.3 14.

- [11] Морозов В. В. Роликовинтовые механизмы. Кинематические характеристики. Владимир: ВЛГУ, 2005. 84 с.
- [12] Морозов В.В. Анализ кинематических характеристик планетарных роликовинтовых механизмов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова 2010, №2, с. 55 -58.
- [13] Козырев В.В. Конструкция, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт-гайка с резьбовыми роликами и мехатронных модулей на их базе. Владимир, Изд-во ВлГУ, 2011. 238 с.
- [14] Шинаков Н.В., Жданов А.В., Кузнецова С.В. Роликовинтовые механизмы с дополнительным зубчатым замыканием звеньев Фундаментальные исследования. №3. 2012. С. 145-148.
- [15] Жданов А. В., Степенькин А. В., Штых Д. В. Оценка качества перемещения выходного звена РВМ // Фундаментальные исследования. 2013. № 1. Ч. 2. С. 379 383.
- [16] Морозов В. В., Жданов А. В. Кинематическая точность роликовинтовых механизмов // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 19 - 25.
- [17] Мельников А.М., Ряховский О.А., Романов О.П. Планетарный роликовинтовой механизм преобразования вращательного движения в поступательное с фасонными роликами // Энергия XXI век. № 4 (88) 2014 с.16 -28.
- [18] Ряховский О.А., Романов Н.О. Особенности кинематики планетарного роликовинтового механизма с ведущей гайкой // Технология металлов, 2020, № 4, с. 61–64.
- [19] Shangjun Ma, Tao Zhang, Geng Liu, Ruiting Tong, Xiaojun Fu, 2015. "Kinematics of Planetary Roller Screw Mechanism considering Helical Directions of Screw and Roller Threads," Mathematical Problems in Engineering, Hindawi, vol. 2015, pages 1-11, August.
- [20] Третьяков В.М. Графический метод построения картины распределения угловых скоростей зубчатых механизмов // Теория механизмов и машин. 2011. Т. 9. № 2(18). С. 76-84.

V.M. Tretyakov

MOTION DECOMPOSITION METHOD SERVING FOR DETERMINATION OF PLANETARY ROLLER SCREW MECHANISMS KINEMATIC PROPERTIES

«All-Russian Scientific Research Institute «Signal» Joint Stock Company (AO «VNII «Signal»), Kovrov, Russia

Abstract

This paper describes analytical and graphical determination of kinematic parameters of planetary roller screw mechanisms (PRSM), namely rotary and axial displacements of mechanism links. A displacement of a mechanism output link is presented as a sum of motion components. The paper also presents relationships that allow determining kinematic properties of different versions of standard and telescopic PRSM with various thread hands and parameters and various input and output links. The results obtained in the course of this work may also be applied for PRSM synthesis.

Key words: planetary screw roller mechanism, screw, nut, roller, kinematic properties.

REFERENCES

- [1] Blinov, D.S., Morozov, M.I., Perspektivnye konstruktsii planetarnykh rolikovintovykh mekhanizmov // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie, 2013, no. 3, pp. 62-72.
- [2] Ryabov, K.V., Fedotov, O.V., Filimonov, V.N., Razrabotka i issledovanie aktuatora dlya radioteleskopa s aktivnym reflektorom // Vestnik mashinostroeniya, 2014, no. 6, pp. 14-20.
- [3] Kirillov, A.V., Fedotov, O.V., Filimonov, V.N., Dvukhkoordinatnyi skaniruyushchii stol s elektromekhanicheskimi privodami na baze planetarnykh rolikovintovykh peredach dlya nanotekhnologicheskogo oborudovaniya // Vestnik mashinostroeniya, 2014, no. 8, pp. 22-28.
- [4] Boyko, S.O., Golovenkin, E.N., Silivanov, R.P., Lekanov, A.V., Melkomukov, A.A., Research Results of Planetary Roller Screw Transmission for High Precision Mechanisms. В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. 2020, pp. 12-32.
- [5] Wu L., Ma S., Fu X., Zhang J., Liu G., A Review of Planetary Roller Screw Mechanism for Development and New Trends. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2022;236(21):10822-10840. doi:10.1177/09544062221106287.
- [6] Liu YQ, Wang JS, Cheng HG et al. (2015), Kinematics Analysis of the Roller Screw Based on the Accuracy of Meshing Point Calculation. Math Probl Eng. https://doi.org/10.1155/2015/303972.
- [7] Fu, X., Liu, G., Ma, S., Tong, R., and Lim, T. C. (October 14, 2016), A Comprehensive Contact Analysis of Planetary Roller Screw Mechanism, ASME. J. Mech. Des. January 2017; 139(1): 012302. https://doi.org/10.1115/1.4034580.

- [8] X. Zhang, X. Huo, J. Huang, X. Duan and G. Wang, Kinematics Modeling and Pitch Diameter Modification of the Standard Planetary Roller Screw Mechanism, 2019, 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Harbin, China, 2019, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICEMS.2019.8921920.
- [9] Wang, C., Zhang, C., Cheng, Q. et al., Kinematic Modeling of a Planetary Roller Screw Mechanism Considering Runout Errors and Elastic Deformation. Int J Adv Manuf Technol 124, 4455–4463 (2023), https://doi.org/10.1007/s00170-022-10192-5.
- [10] Sokolov, P.A., Ryakhovskii, O.A., Blinov, D.S., Laptev, I.A., Kinematika planetarnykh rolikovintovykh mekhanizmov // Vestnik MGTU im. N.E. Baumana, Ser."Mashinostroenie", 2005, no. 1, pp.3-14.
- [11] Morozov, V.V., Rolikovintovye mekhanizmy. Kinematicheskie kharakteristiki, Vladimir: VLGU, 2005, 84 p.
- [12] Morozov, V.V., Analiz kinematicheskikh kharakteristik planetarnykh rolikovintovykh mekhanizmov // Vestnik BGTU im. V.G. Shukhova, 2010, no. 2, pp. 55-58.
- [13] Kozyrev, V.V., Konstruktsiya, teoriya i metodika proektirovaniya i issledovaniya planetarnykh peredach vint-gaika s rez'bovymi rolikami i mekhatronnykh modulei na ikh baze, Vladimir, Izd-vo VlGU, 2011, 238 p.
- [14] Shinakov, N.V., Zhdanov, A.V., Kuznetsova, S.V., Rolikovintovye mekhanizmy s dopolnitel'nym zubchatym zamykaniem zven'ev Fundamental'nye issledovaniya, no. 3, 2012, pp. 145-148.
- [15] Zhdanov, A.V., Stepen'kin, A.V., Shtykh, D.V., Otsenka kachestva peremeshcheniya vykhodnogo zvena RVM // Fundamental'nye issledovaniya, 2013, no. 1, ch. 2, pp. 379-383.
- [16] Morozov, V.V., Zhdanov, A.V., Kinematicheskaya tochnost' rolikovintovykh mekhanizmov // Vestnik mashinostroeniya, 2015, no. 3, pp. 19-25.
- [17] Mel'nikov, A.M., Ryakhovskii, O.A., Romanov, O.P., Planetarnyi rolikovintovoi mekhanizm preobrazovaniya vrashchatel'nogo dvizheniya v postupatel'noe s fasonnymi rolikami // Energiya – XXI vek, no. 4 (88), 2014, pp.16-28.
- [18] Ryakhovskii, O.A., Romanov, N.O., Osobennosti kinematiki planetarnogo rolikovintovogo mekhanizma s vedushchei gaikoi // Tekhnologiya metallov, 2020, no. 4, pp. 61-64.
- [19] Shangjun Ma, Tao Zhang, Geng Liu, Ruiting Tong, Xiaojun Fu, Kinematics of Planetary Roller Screw Mechanism Considering Helical Directions of Screw and Roller Threads, Mathematical Problems in Engineering, Hindawi, vol. 2015, pp. 1-11, August.
- [20] Tret'yakov, V.M., Graficheskii metod postroeniya kartiny raspredeleniya uglovykh skorostei zubchatykh mekhanizmov // Teoriya mekhanizmov i mashin, 2011, vol. 9, no. 2 (18), pp. 76-84.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-531

П.А. Андриенко¹, В.И. Каразин², Д.П. Козликин³, В.А. Терешин⁴, А.В. Хисамов⁵, И.О. Хлебосолов⁶

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН



¹Павел Александрович Андриенко, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия,Санкт-Петербург Тел.: (812) 297-4845, E-mail: <u>andrienko-p@mail.ru</u>



²Владимир Игоревич Каразин, д.т.н., профессор Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7 (812) 297-4845, E-mail: <u>tmm-russia@mail.ru</u>



³Денис Петрович Козликин, к.т.н., доцент Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел. +7 (812) 297-4845, E-mail: <u>kozlikindenis@gmail.com</u> ⁴Валерий Алексеевич Терешин, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)297-4845, E-mail: terva@mail.ru.



⁵Хисамов Андрей Владимирович, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812)297-4845, E-mail: andrey@khis.ru.



⁶Игорь Олегович Хлебосолов, к.т.н., доцент Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7 (812) 297-4845, E-mail: <u>khlebosolov@mail.ru</u>

Аннотация

Статья исследует применение нейронных сетей в решении задач теории механизмов и машин. В статье рассматриваются различные подходы и архитектуры нейронных сетей, применяемых в задачах теории механизмов и машин. Обсуждаются примеры применения нейронных сетей для структурного анализа, геометрического анализа, построения планов скоростей, систем уравнений положения механизма и других задач. Статья заключается с выводом о перспективах применения нейронных сетей В механизмов машин, включая улучшение теории И производительности и эффективности механизмов, а также создание новых и инновационных решений в области машиностроения и автоматизации.

Ключевые слова: Нейронные сети, Машинное обучение, Теория механизмов и машин, Кинематика, Динамика, Автоматизация, Структурный анализ, Геометрический анализ, План скоростей, Проектирование механизмов.

Введение

В последнее десятилетие нейронные сети получили широкое распространение и применение во многих областях, включая обработку изображений, распознавание речи, естественный язык и многое другое [1]. Однако их потенциал не ограничивается только этими областями. В последнее время нейронные сети также стали применяться для решения инженерных задач и задач фундаментальной науки [2].

В течение многих десятилетий исследователи в области механики стремились разработать методы и алгоритмы, позволяющие эффективно моделировать и анализировать сложные механические системы. Однако многие традиционные подходы ограничены своими возможностями в решении задач, требующих адаптивности, самообучения и способности работать с большим объемом данных.

Применение нейронных сетей в теории механизмов И машин представляет собой новую И захватывающую возможность для автоматизации проектирования, оптимизации И управления 176

механическими системами. Нейронные сети могут эффективно обучаться на больших объемах данных, извлекать сложные зависимости и выявлять скрытые закономерности в работе механизмов. Это позволяет решать задачи, которые традиционно считались сложными или трудоемкими для аналитического подхода.

В этом контексте нейронные сети, основанные на принципах машинного обучения, предоставляют новые возможности для решения задач теории механизмов и машин. Нейронные сети - это компьютерные модели, которые имитируют работу человеческого мозга и способны обучаться на основе опыта и данных. Они состоят из множества взаимосвязанных нейронов, которые обрабатывают информацию и принимают решения на основе полученных данных [3].

В данной статье мы рассмотрим различные аспекты применения нейронных сетей в теории механизмов и машин. Мы обсудим методы обучения нейронных сетей на данных о механических системах, архитектуры сетей, специально разработанные для решения задач данной области, а также их интеграцию с другими методами и алгоритмами.

Использование нейронных сетей в теории механизмов и машин представляет большой потенциал для развития этой области и создания новых инновационных решений. Это может привести к разработке более эффективных и устойчивых механических систем, улучшению процессов проектирования и сокращению времени разработки. Поэтому изучение и применение нейронных сетей в контексте теории механизмов и машин является актуальной и важной задачей, которая будет рассмотрена в данной статье.

Решаемые задачи

Фактически, применение нейронных сетей возможно для решения почти любых задач ТММ. Нейронные сети представляют собой мощный инструмент для решения различных инженерных задач, но не обязательно все задачи можно решить исключительно с их помощью. Возможность решения конкретной инженерной задачи с использованием нейронных сетей зависит от нескольких факторов:

1. Доступность и объем данных: нейронные сети требуют большого объема данных для обучения. Если у вас есть достаточное количество подходящих данных для обучения модели, то вероятность успешного решения задачи с помощью нейронных сетей будет выше. Однако, если данных недостаточно или они неподходящие, то нейронные сети могут столкнуться с ограничениями.

2. Сложность задачи: нейронные сети могут успешно решать задачи с разной степенью сложности. Однако, для некоторых задач требуется

высокая точность и надежность, которые могут быть достигнуты только с применением более традиционных методов.

3. Доступность экспертных знаний: в некоторых инженерных задачах необходимо использовать экспертные знания и правила, которые могут быть сложно представить в виде нейронной сети. В таких случаях может потребоваться комбинированное решение, объединяющее нейронные сети с традиционными методами.

4. Вычислительные ресурсы: обучение и использование нейронных сетей требуют значительных вычислительных ресурсов, включая высокопроизводительные процессоры и графические ускорители. Если у вас ограничены ресурсы, то может быть сложно применять нейронные сети для решения сложных задач.

В целом, нейронные сети предоставляют мощный инструмент для решения множества инженерных задач. Однако, каждая задача требует индивидуального подхода, и иногда может потребоваться комбинация различных методов и техник для достижения оптимального решения.

Для некоторых задач вполне допустимо использовать универсальные нейронные сети, а для некоторых потребуется создание индивидуальной нейронной сети. Рассмотрим различные задачи ТММ [4], которые можно решить с помощью нейронных сетей.

Структурный анализ механизма

Нейронные сети предлагают уникальные способы решения задач структурного анализа в теории механизмов и машин. Они позволяют автоматически анализировать и классифицировать сложные механические структуры, идентифицировать их компоненты и определить связи между ними.

Одним из способов, которым нейронные сети могут решить задачу структурного анализа в теории механизмов и машин, является применение сверточных нейронных сетей (Convolutional Neural Networks, CNN) [5].

Сверточные нейронные сети обладают способностью эффективно обрабатывать и анализировать данные с пространственной структурой, что делает их идеальным инструментом для анализа механических систем. В контексте теории механизмов и машин, где структура системы играет важную роль, сверточные нейронные сети могут быть использованы для автоматического обнаружения и анализа различных элементов и компонентов механических систем.

При использовании сверточных нейронных сетей для структурного анализа механизмов и машин, входные данные могут представляться в виде изображений или трехмерных моделей. Например, для анализа и классификации различных типов механизмов, нейронная сеть может быть

обучена на большой базе данных изображений, содержащих представления различных механических систем. Нейронная сеть будет изучать особенности и закономерности визуального представления каждого типа механизма и на основе этого делать предсказания о типе и структуре неизвестных механизмов.

Кроме того, сверточные нейронные сети могут применяться для анализа трехмерных моделей механических систем. Это особенно полезно в случаях, когда анализируются сложные системы с большим числом компонентов и соединений. Нейронные сети могут изучать особенности геометрической структуры механических систем и на основе этого делать выводы о их функциональности и эффективности.

Например, если у нас есть набор изображений механических деталей или сборок, CNN может быть обучена распознавать эти детали и определять их положение относительно друг друга. Это позволяет автоматически анализировать сложные структуры и создавать модели, основанные на их компонентах.

Таким образом, применение сверточных нейронных сетей в задаче структурного анализа в теории механизмов и машин позволяет автоматизировать процесс обнаружения и классификации элементов и компонентов механических систем. Это обеспечивает более быстрый и точный анализ, а также может служить основой для разработки новых методов оптимизации и проектирования механических систем.

Кроме того, также могут быть использованы рекуррентные нейронные сети (Recurrent Neural Networks, RNN) [6]. RNN имеют способность учитывать контекстную информацию и последовательности данных. В случае структурного анализа, RNN могут использоваться для анализа последовательности компонентов механизма.

Применение нейронных сетей в структурном анализе также может включать комбинацию различных типов нейронных сетей, например, сочетание CNN и RNN. Это позволяет учитывать как пространственную структуру, так и последовательность компонентов в механической системе, что способствует правильному анализу и классификации.

Для построения готовой модели можно добавить в комбинацию сетей третий вид - графовые нейронные сети (Graph neural networks, GNN) [7].

В целом, нейронные сети предлагают новые возможности для решения задач структурного анализа в теории механизмов и машин. Их способность автоматического обучения и анализа данных позволяет эффективно обрабатывать сложные структуры, анализ которых человеком потребует больших временных затрат.

Геометрический анализ механизма

При выполнении геометрического анализа механизма в целом используется тот же подход, что и при выполнении структурного анализа. Но есть особенности обучения сети в соответствии с задачей.

Поскольку выполнение геометрического анализа может быть выполнено как аналитическим, так и графо-аналитическим методом, нейронные сети будут отличаться. Фактически, несмотря на общий результат, с точки зрения построения сети – это абсолютно разные задачи.

Рассмотрим графо-аналитический метод. Нейронная сеть для построения плана положений механизма будет выполнять следующие действия:

1. Поступление входных данных: на вход нейронной сети подаются данные о механизме, такие как длины звеньев, углы поворота, геометрические характеристики и другие параметры.

2. Обработка входных данных: нейронная сеть анализирует входные данные и производит их предварительную обработку. Это может включать масштабирование, нормализацию или другие преобразования данных, чтобы обеспечить их совместимость с внутренней структурой сети.

3. Прохождение через слои нейронной сети: Обработанные входные данные проходят через слои нейронной сети. Каждый слой состоит из нейронов, которые вычисляют взвешенную сумму входных сигналов и применяют активационную функцию для получения выхода. Процесс прохождения данных через слои повторяется для всех слоев в сети.

4. Генерация плана положений механизма: на выходе нейронной сети генерируются предсказания или рекомендации для плана положений механизма. Это может быть представлено в виде координат, углов поворота или других параметров, определяющих желаемое положение механизма.

5. Оценка и оптимизация: сгенерированный план положений механизма может быть оценен на соответствие заданным требованиям или критериям. Если план не соответствует требованиям, нейронная сеть может быть дообучена или модифицирована для улучшения результатов.

Применение нейронных сетей для геометрического анализа аналитическим методом является более сложной задачей и требует больше ручного контроля оператором. Нейронная сеть может хорошо решать системы уравнений для получения результата. Но нейронная сеть может с ошибкой построить эти системы уравнений.

Для построения системы уравнений можно использовать рекуррентную нейронную сеть (Recurrent neural network, RNN) [8] или любую другую архитектуру, способную обрабатывать последовательности данных. Обучение такой сети может быть выполнено с использованием

алгоритма обратного распространения ошибки и методов оптимизации, таких как стохастический градиентный спуск или его модификации.

Нейронная сеть для создания системы уравнений, описывающей механизм, будет выполнять следующие действия:

1. Генерация случайных уравнений: на первом этапе нейронная сеть может генерировать случайные уравнения, которые могут быть потенциально применимы для описания механизма. Это может включать различные математические операции, функции и параметры, которые связаны с механизмом.

2. Оценка сгенерированных уравнений: сгенерированные уравнения подвергаются оценке и проверке на соответствие требуемым условиям или критериям. Например, это может включать проверку на соответствие уравнениям Ньютона, законам сохранения энергии или другим фундаментальным принципам механики.

3. Обучение на основе обратной связи: нейронная сеть может использовать обратную связь для оценки качества сгенерированных уравнений и внесения коррекций. Это может быть выполнено путем сравнения результатов, полученных с помощью сгенерированных уравнений, с экспертными данными или известными моделями механизма. На основе этой обратной связи сеть может обновлять свои параметры и улучшать качество генерируемых уравнений.

4. Итеративный процесс генерации и оценки: Генерация и оценка уравнений могут выполняться в цикле, позволяя нейронной сети постепенно улучшать сгенерированные уравнения на основе обратной связи и опыта. Этот итеративный процесс может продолжаться до тех пор, пока не будет достигнуто желаемое качество системы уравнений.

Важно отметить, что процесс придумывания системы уравнений механизма с использованием нейронной сети может требовать большого количества данных, экспертных знаний и компьютерных ресурсов. Это сложная задача, и точность результатов будет зависеть от качества обучающих данных и архитектуры нейронной сети.

Решение полученной системы уравнений является более простой задачей, нежели ее создание. Тем не менее сам подход к работе нейронной сети говорит о том, что ответ будет угадан, а не получен в ходе решения. Следовательно, возможно возникновение неверных решений. Требуется наличие проверочного контура.

Кинематический и динамический анализ

Принципиально подход в построении нейронных сетей для кинематического и динамического анализа по сравнению с сетями для

геометрического анализа не будет отличаться. Тем не менее в деталях эти сети будут отличны. Вот несколько основных различий:

1. Входные данные: в случае геометрического анализа, входными данными для нейронной сети могут быть координаты или параметры, описывающие геометрическую структуру механизма. В кинематическом анализе, входными данными будут скорости и ускорения компонентов механизма. В динамическом анализе, входными данными могут быть массы, силы, моменты и другие параметры, влияющие на динамику механизма [9].

2. Целевая функция: в геометрическом анализе нейронная сеть может использоваться для предсказания положений компонентов механизма в пространстве. В кинематическом анализе, целью может быть предсказание скоростей и ускорений компонентов механизма. В динамическом анализе, целью может быть предсказание сил и моментов, действующих на компоненты механизма.

3. Архитектура сети: в зависимости от задачи анализа, архитектура нейронной сети может различаться. Например, для геометрического анализа может использоваться сверточная нейронная сеть, способная обрабатывать изображения или трехмерные данные. В кинематическом и динамическом анализе механизмов, могут применяться различные архитектуры, такие как рекуррентные нейронные сети или комбинация различных типов слоев для учета последовательности и зависимостей между данными.

4. Обучающие данные: для эффективного обучения нейронной сети в задачах кинематического и динамического анализа механизмов может потребоваться большое количество данных, содержащих информацию о положениях, скоростях, ускорениях, силах и моментах механизма. В геометрическом анализе, данные могут быть в виде изображений или геометрических параметров.

Нейронная сеть может быть использована для графического построения плана скоростей механизма. Для реализации такого подхода, можно использовать нейронную сеть, которая принимает на вход параметры механизма и генерирует соответствующий план скоростей в виде графика. Нейронная сеть может быть обучена на большом наборе данных, содержащих входные параметры механизма и соответствующие графические представления планов скоростей.

При обучении сети, важно предоставить ей данные, которые содержат информацию о требуемых движениях и особенностях конкретного механизма. Это может включать данные о желаемом траектории движения, ограничениях на скорости или ускорения, а также другие факторы, влияющие на план скоростей.

После обучения, нейронная сеть сможет принимать входные параметры механизма и генерировать соответствующий графический план скоростей. Это позволит инженерам и проектировщикам легко визуализировать и анализировать планы скоростей механизма, что поможет в принятии обоснованных решений и оптимизации работы механизма.

Однако, для успешного применения нейронных сетей в графическом построении плана скоростей, необходимо иметь достаточное количество качественных обучающих данных, а также тщательно подобрать архитектуру и параметры сети для достижения требуемых результатов.

Практическая реализация

На данный момент, в силу ограничений текущих моделей нейронных сетей, не существует такой нейронной сети, которой можно просто "прочитать" учебник в полном смысле этого слова. Нейронные сети, такие как модель GPT (Generative Pre-trained Transformer), способны обрабатывать и генерировать тексты, но их способности понимания текста ограничены.

Современные модели нейронных сетей могут быть обучены на большом количестве текстовых данных и способны предсказывать продолжение предложений или генерировать тексты на основе контекста. Однако, у них нет понимания смысла прочитанного текста на уровне человеческого понимания.

«Прочитать учебник» включает в себя осмысление содержания, усвоение информации, выделение ключевых понятий и связей между ними, анализ и рефлексию. Это требует глубокого понимания и интеллектуальных способностей, которые на данный момент не могут быть полностью воспроизведены нейронными сетями.

Однако, с помощью нейронных сетей можно выполнять определенные задачи в обработке текста, такие как автоматическое реферирование, извлечение ключевых фактов, классификация текстов и машинный перевод. Эти инструменты могут быть полезными для работы с учебными материалами, но не заменяют полноценное чтение и понимание текста.

Если взять нейронную сеть, заточенную на поиск определенной информации в тексте можно реализовать полуавтоматическое обучение по найденным фрагментам. В рамках данной работы была предпринята попытка «обучить» готовую нейронную сеть с модулем текстовой обработки на основе учебника теории механизмов и машин [10]. Запуск производился на компьютере с процессором Apple M1 Pro и 16 Гб оперативной памяти. Для накопления информации сетью был установлен лимит в 280 Гб. По завершению обработки информации нейронная сеть

правильно выдавала определения терминов. Могла объяснить значения «своими словами», могла описать алгоритм решения той или иной задачи, но не могла самостоятельно решить задачу, в том числе взятую из примеров учебника. При этом если спросить не решение задачи, а только ответ, сеть отвечала на вопрос. В большинстве случаев ответы на примеры, отсутствующие в учебнике, были неверными. На примеры, встречающиеся в учебнике, большинство ответов были верные.

Для решения задачи структурного анализа была написана нейронная сеть на базе TensorFlow. Сеть обучалась на подготовленном документе, в последовательно приводились различные виды котором звеньев механизма, кинематические пары и готовые схемы механизмов, взятые из учебных пособий [11-17]. Поскольку модуль Tensorflow Object Detection определяет объекты на изображении достаточно хорошо, а вариации схематичного изображения отдельных звеньев – конечны, полученная сеть определяла структуру механизма без ошибок. Графический модуль для визуального отображения результата не был подключен. Граф механизма отображался в виде табличных данных со списком зависимостей каждого звена. Для определения числа степеней подвижности использовался алгоритмический модуль, который по выходным данным нейронной сети (число звеньев и степень подвижности каждой кинематической пары) производил нудные подсчеты. Это давало точный результат и не требовало больших вычислительных ресурсов, которые потребовались бы для нахождения ответа нейронной сетью.

Заключение.

Применение нейронных сетей в решении задач теории механизмов и машин представляет собой важную и перспективную область исследований. Нейронные сети имеют потенциал для автоматизации и оптимизации процессов анализа и проектирования механизмов, а также для обнаружения новых решений и улучшения существующих.

Одним из основных преимуществ применения нейронных сетей является их способность обрабатывать большие объемы данных и извлекать скрытые зависимости. С помощью обучения на разнообразных наборах данных, нейронные сети могут находить оптимальные параметры и структуры механизмов, решать сложные задачи кинематики и динамики, а также предсказывать и оптимизировать их работу.

Однако, следует отметить, что успешное применение нейронных сетей в задачах теории механизмов и машин требует качественных и разнообразных данных для обучения, а также тщательного подхода к выбору и настройке архитектуры сети. Кроме того, интерпретируемость результатов и объяснимость принимаемых решений остаются актуальными вопросами, требующими дальнейших исследований.

В целом, применение нейронных сетей в теории механизмов и машин открывает новые возможности для автоматизации и оптимизации процессов проектирования, анализа и управления механизмами. Это может привести к улучшению производительности, надежности и эффективности механизмов, а также созданию новых и инновационных решений в области машиностроения и автоматизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Kaito Watanabe, Kotaro Sakamoto, Ryo Karakida, Sho Sonoda, Shun-ichi Amari. Deep learning in random neural fields: Numerical experiments via neural tangent kernel. 2023, Neural Networks, №160. C. 148-163.
- [2] Jiejie Chen, Boshan Chen, Zhigang Zeng. Basic theorem and global exponential stability of differential–algebraic neural networks with delay. 2021, Neural Networks, №140. C. 336-343.
- [3] Hyung-Il Kim, Seok Bong Yoo. Trends in Super-High-Definition Imaging Techniques Based on Deep Neural Networks. Mathematics 2020, 8, 1907. https://doi.org/10.3390/math8111907
- [4] Андриенко П.А., Козликин Д.П. Теория механизмов и машин. Структурный, геометрический и кинематический анализ механизмов. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2019.-27 с.
- [5] James L. Crowley. Convolutional Neural Networks. 2023. Human-Centered Artificial Intelligence. C. 67-80
- [6] Samit Ahlawat. Recurrent Neural Networks. 2022. Reinforcement Learning for Finance, C. 177-232.
- [7] Anna Boronina, Vladimir Maksimenko, A. E. Hramov. Convolutional Neural Network Outperforms Graph Neural Network on the Spatially Variant Graph Data. Mathematics. 2023, 11
- [8] Mohsen Shahandashti, Bahram Abediniangerabi, Ehsan Zahed, Sooin Kim. Construction Forecasting Using Recurrent Neural Networks. 2023. Construction Analytics. C. 75–94
- [9] Ю. А. Семенов, Н. С. Семенова. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. 2015. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2015
- [10] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учебник / А.Н.Евграфов, М.З.Коловский, Г.Н.Петров. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.
- [11] Ю. А. Семенов, Н. С. Семенова. Введение в механику машин. Структура и кинематика механизмов: учебное пособие. Санкт-Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023

- [12] Евграфов А.Н., Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Проектирование цикловой машины в курсе ТММ. Санкт-Петербург, 2021.
- [13] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Геометрический анализ плоских рычажных механизмов. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. № 3. С. 157-167.
- [14] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терёшин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2011. № 2 (123). С. 170-176.
- [15] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Semenov Y.A., Semenova N.S. Graph-based structural analysis of kinetic art mechanisms on the example of a moving horse mechanism. Mechanisms and Machine Science (book series). 2022. T. 108 MMS. C. 141-149.
- [16] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V., Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag Heidelberg New York, 2000, P. 394.
- [17] Semenov Y.A., Semenova N.S. Features geometric analysis of planar mechanisms. International Review of Mechanical Engineering. 2018. T. 12. № 5. C. 430-436.

P.A. Andrienko, V.I. Karazin, D.P. Kozlikin, V.A. Tershin, A.V. Khisamov, I.O. Khlebosolov

APPLICATION OF NEURAL NETWORKS FOR SOLVING PROBLEMS IN THE THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia;

Abstract

The article explores the application of neural networks in solving problems of mechanism and machine theory. The article considers different approaches and architectures of neural networks used in problems of mechanism and machine theory. Examples of neural networks application for structural analysis, geometrical analysis, construction of velocity plans, systems of equations of mechanism position and other problems are discussed. The article concludes with the prospects of applying neural networks in the theory of mechanisms and machines, including the improvement of performance and efficiency of mechanisms, as well as the creation of new and innovative solutions in the field of mechanical engineering and automation.

Key words: Neural Networks, Machine Learning, Mechanism and Machine Theory, Kinematics, Dynamics, Automation, Structural Analysis, Geometric Analysis, Speed Plan, Mechanism Design.

REFERENCES

- [1] Kaito Watanabe, Kotaro Sakamoto, Ryo Karakida, Sho Sonoda, Shun-ichi Amari. Deep learning in random neural fields: Numerical experiments via neural tangent kernel. 2023, Neural Networks, №160. pp. 148-163.
- [2] Jiejie Chen, Boshan Chen, Zhigang Zeng. Basic theorem and global exponential stability of differential–algebraic neural networks with delay. 2021, Neural Networks, №140. pp. 336-343.
- [3] Hyung-Il Kim, Seok Bong Yoo. Trends in Super-High-Definition Imaging Techniques Based on Deep Neural Networks. Mathematics 2020, 8, 1907. https://doi.org/10.3390/math8111907
- [4] Andrienko P.A., Kozlikin D.P. Teoriya mexanizmov i mashin. Strukturny`j, geometricheskij i kinematicheskij analiz mexanizmov. --SPb.: Izd-vo Politexn. un-ta, 2019.-27 s.
- [5] James L. Crowley. Convolutional Neural Networks. 2023. Human-Centered Artificial Intelligence. C. 67-80
- [6] Samit Ahlawat. Recurrent Neural Networks. 2022. Reinforcement Learning for Finance, C. 177-232.
- [7] Anna Boronina, Vladimir Maksimenko, A. E. Hramov. Convolutional Neural Network Outperforms Graph Neural Network on the Spatially Variant Graph Data. Mathematics. 2023, 11
- [8] Mohsen Shahandashti, Bahram Abediniangerabi, Ehsan Zahed, Sooin Kim. Construction Forecasting Using Recurrent Neural Networks. 2023. Construction Analytics. C. 75–94
- [9] Semenov Y.A., Semenova N.S. Teoriya mekhanizmov i mashin v primerah i zadachah. SPb.: Izd-vo Politexn. un-ta, 2015
- [10] Evgrafov A.N. Teoriya mexanizmov i mashin : uchebnik / A.N.Evgrafov, M.Z.Kolovskij, G.N.Petrov. – SPb.: POLITEX-PRESS, 2020. – 248 s.
- [11] Semenov Y.A., Semenova N.S. Vvedenie v mehaniku mashin. Struktura I kinematika mekhanizmov: uchebnoe posobie. SPb: POLITECH-PRESS, 2023
- [12] Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Semenova N.S. Proektirovanie ciklovoj mashiny` v kurse TMM. Sankt-Peterburg, 2021.
- [13] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Geometricheskij analiz ploskix ry`chazhny`x mexanizmov. Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. 2013. № 3. Pp. 157-167.

- [14] Hrostitskii A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of a spatial hexahedral with redundant links. Scientific and Technical Bulletin of the St. Petersburg State Polytechnical University. 2011. № 2 (123). Pp. 170-176.
- [15] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Semenov Y.A., Semenova N.S. Graph-based structural analysis of kinetic art mechanisms on the example of a moving horse mechanism. Mechanisms and Machine Science (book series). 2022. T. 108 MMS. Pp. 141-149.
- [16] Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V., Advanced Theory of Mechanisms and Machines. Springer-Verlag Heidelberg New York, 2000, P. 394.
- [17] Semenov Y.A., Semenova N.S. Features geometric analysis of planar mechanisms. International Review of Mechanical Engineering. 2018. T. 12. № 5. Pp. 430-436.

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 539.3 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-532

Т.В. Зиновьева¹, А.Р. Галяутдинова²

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОДОРОДА ВНУТРИ КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ НАТЯГА И ВРАЩЕНИЯ ВАЛА



¹Татьяна 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



²Алия Радиковна Галяутдинова, аспирант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург E-mail: aliyagalyautdinova@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрен актуальный вопрос о распределении в подшипнике качения свободного водорода, выделенного в результате распада смазки при трении.

Определено напряженно-деформированное состояние внутреннего кольца подшипника, посаженного с натягом на вращающийся вал. Построены зависимости механических напряжений от радиальной координаты при различных величинах натяга и угловой скорости вращения.

На основании расчетов и экспериментальных данных получена зависимость коэффициента диффузии водорода в напряженном кольце. Показано, что под воздействием напряжений концентрация свободного водорода в кольце подшипника увеличивается.

Ключевые слова: подшипник качения, напряжения от натяга, коэффициент диффузии, концентрация водорода.

Введение

Подшипники качения широко используются в автомобилестроении, электродвигателях и промышленном оборудовании. При разрушении подшипника в процессе его эксплуатации может выйти из строя вся рабочая конструкция. Практика показывает, что много случаев преждевременного разрушения подшипников качения произошло из-за негативного воздействия водорода. В разрушенных подшипниках были обнаружены обширные приповерхностные дефекты, называемые белыми трещинами травления [1, 2].

Конструкция подшипников качения состоит из двух колец, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, удерживающего тела качения на равном расстоянии друг от друга [3] (рис. 1).



Рис. 1. Устройство подшипника качения: 1 – внутреннее кольцо, 2 – внешнее кольцо, 3 – сепаратор, 4 – тело качения

Установлено, что некоторые типы смазок, используемых в подшипниках для уменьшения трения между телами качения и кольцами, имеют свойство распадаться в результате трибохимической реакции [4]. Выделяемые при этом свободные атомы водорода диффундируют в подшипниковую сталь и оказывают сильное негативное влияние на её прочность [5].

Диффузионно-подвижный (свободный) водород перераспределяется в объеме материала под действием механических напряжений, занимая энергетически выгодные состояния и ослабляя механические свойства материала [6]. В результате в подшипнике возникают зоны повышенных концентраций водорода и напряжений, которые под воздействием циклических нагрузок могут привести к его усталостному разрушению.

В связи с этим, важной является задача теоретического определения распределения диффузионно-подвижного водорода в материале подшипника во время его эксплуатации, её решение поможет оценить 192

влияние водорода на механические свойства материала и выявить наиболее опасные места в подшипнике, в которых можно ожидать появление микротрещин.

Опыт показывает, что чаще всего поломке от усталостного разрушения подвержено внутреннее кольцо подшипника. В данной работе исследуется распределение свободного водорода во внутреннем кольце подшипника, посаженного с натягом на вращающийся вал (рис. 2 а).

Поскольку только статические растягивающие напряжения влияют на процесс разрушения металла в результате его наводороживания, а циклические напряжения создают лишь усталостное состояние металла [7], то при расчете будем пренебрегать периодическим воздействием силы тяжести и обкатывающих роликов на вращающееся кольцо подшипника.

1. Напряженно-деформированное состояние системы вал – кольцо при посадке с натягом

Подшипники качения устанавливаются на вал с натягом, определяемым разностью посадочных размеров. Подшипник имеет посадочное отверстие меньшего диаметра, чем диаметр вала. Часто для дополнительной осевой фиксации подшипника используют затяжку при помощи стопорных гаек или торцевых шайб.



Рис. 2. Подшипник на валу *a*) и расчетная схема вал – внутреннее кольцо *b*)

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние полого вала и кругового кольца, посаженного на него с натягом. Кольцо вращается вместе с валом с постоянной угловой скоростью. Для упрощения принято, что кольцо и вал имеют одинаковую длину, и их концы зафиксированы, поэтому задача рассматривается в постановке плоской деформации. Это допущение часто принимается в работах по расчету дисков и муфт, посаженных с натягом на вал [8 – 10].

Приведем аналитическое решение задачи для вала и кольца из упругих однородных материалов. Введём полярную систему координат (r, φ), вращающуюся вместе с валом, начало координат выберем на его оси вращения. Обозначим внутренний радиус вала R_1 , внешний радиус кольца R_2 , радиус посадки R_c (рис. 2 b).

Нагрузкой является контактное давление от натяга кольца на вал и центробежная сила. Учитывая осесимметрию задачи, для вала и кольца в отдельности уравнение баланса сил имеет вид:

$$\sigma_r' = \frac{1}{r} (\sigma_{\varphi} - \sigma_r) - \rho \omega^2 r, \qquad (1)$$

здесь σ_r , σ_{φ} – радиальное и окружное напряжение соответственно, (...)' = d/dr, ω – угловая скорость вращения вала, ρ – объёмная плотность материала. В задаче перемещения и деформации двумерны, но тензор напряжений содержит еще третью компоненту в перпендикулярном направлении: $\sigma_z = v(\sigma_r + \sigma_{\omega})$.

Уравнение (1) дополняется уравнением совместности деформаций и соотношениями упругости:

$$\varepsilon_{\varphi}' = \frac{1}{r} (\varepsilon_r - \varepsilon_{\varphi}), \ \varepsilon_r = u' = \frac{1}{E} \left[\sigma_r - \nu (\sigma_{\varphi} + \sigma_z) \right],$$

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{u}{r} = \frac{1}{E} \left[\sigma_{\varphi} - \nu (\sigma_r + \sigma_z) \right],$$
(2)

где *и* – радиальное смещение. Разыскивая решение задачи в виде:

$$\sigma_r = \frac{F(r)}{r}, \quad \sigma_{\varphi} = F'(r) + \rho \omega^2 r^2, \tag{3}$$

мы удовлетворим уравнение (1) тождественно [11], а из (2) выразим уравнение для нахождения функции F(r):

$$r^{2}F'' + rF' - F = \left(\frac{2\nu - 3}{1 - \nu}\right)\rho\omega^{2}r^{3},$$

откуда получим

$$F(r) = Ar + \frac{B}{r} - \lambda \rho \omega^2 r^3, \ \lambda \triangleq \frac{3 - 2\nu}{8(1 - \nu)},$$

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2} - \lambda \rho \omega^2 r^2, \ \sigma_{\varphi} = A - \frac{B}{r^2} + (1 - 3\lambda) \rho \omega^2 r^2.$$
(4)

Константы A, B подлежат определению с помощью граничных условий. Запишем решение (4) для вала с константами A_1 , B_1 , а для кольца – с A_2 , B_2 и определим все константы из условий: на внутреннем радиусе (R_1) и на внешнем радиусе (R_2) напряжение $\sigma_r = 0$, на радиусе контакта вала

и кольца подшипника (R_c) непрерывно радиальное напряжение σ_r , и должно выполняться условие натяга:

$$u^{(2)} = u^{(1)} + \delta, \tag{5}$$

здесь $u^{(1)}$ и $u^{(2)}$ – смещение точек вала и кольца соответственно, δ – заданный радиальный натяг. Используя граничные условия, получим линейную алгебраическую систему для четырех констант $A_1 - B_2$. Решив ее, найдем напряжения по формулам (4) и радиальное смещение по формуле (2).

Определим напряженно-деформированное состояние системы валкольцо от величины натяга и угловой скорости вращения. Для расчета используем параметры роликовых многорядных подшипников качения, устанавливаемых на современных прокатных станах. Такие подшипники могут иметь диаметр более метра, поэтому влияние угловой скорости вращения на них существенно. Рабочая частота вращения валков стана обычно лежит в диапазоне 90 – 300 об/мин.

На рис. За представлены результаты расчета напряжений в паре вал – кольцо подшипника с такими параметрами: внутренний радиус вала $R_1 = 300$ мм, внешний радиус кольца $R_2 = 438$ мм, радиус посадки $R_c = 400$ мм, радиальный натяг $\delta = 0.6$ мм, скорость вращения вала $\omega = 250$ об/мин, модуль Юнга и коэффициент Пуассона стали: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0.28$.



Рис. 3. Напряжения в вале и кольце как функция радиальной координаты *a*): радиальные (1), окружные (2), осевые (3); окружное напряжение в кольце при $r = R_c$ как функция угловой скорости *b*) при различных натягах δ : 0.2 мм (1), 0.4 мм (2), 0.6 мм (3)

Видно, что в процессе посадки вал сжимается, а внутреннее кольцо подшипника сжато в радиальном направлении и растянуто в окружном и

осевом. Литературные данные указывают на то, что именно растягивающие напряжения вызывают перераспределение водорода в металле [12], поэтому в кольце подшипника стоит ожидать образования локальных зон, обогащённых водородом с последующей деградацией материала [13–16].

Влияние угловой скорости вращения вала на окружное напряжение в самой нагруженной точке кольца подшипника (при $r = R_c$) показано на рисунке 3 b для трёх значений натяга. С ростом скорости вращения от 0 до 500 об/мин значение окружного напряжения увеличивается на 1 - 3%.

2. Диффузия водорода в поле напряжений

При моделировании влияния водорода на механические свойства металлов и сплавов используются различные подходы [17], единой универсальной модели пока не существует. В работе [18] отмечено, что при описании транспорта водорода законы диффузии хорошо работают при достаточно малых концентрациях водорода в металле, встречающихся при эксплуатации реальных конструкций.

Согласно законам Фика при отсутствии объемных источников уравнение диффузии имеет вид:

$$\nabla \cdot (D\nabla C) = \dot{C},\tag{6}$$

где $C(\mathbf{r})$ – поле концентрации свободного водорода в металле, $D(\mathbf{r})$ – коэффициент диффузии.

Влияние напряженно-деформированного состояния твердого тела учитывается через коэффициент диффузии по-разному. Так в работе [19] предложено использовать не скаляр, а тензор коэффициентов диффузии, выраженный через тензор напряжений в теле, но автором не внесена ясность в определении значений компонентов этого тензора. Авторы работ [20, 21] предлагают такую зависимость для полимерных материалов при умеренных одноосных напряжениях σ :

$$D = D_0 \left(1 + \alpha \frac{\sigma}{\mu} \right), \quad \mu = \frac{E}{2(1 + \nu)}, \tag{7}$$

здесь D_0 – коэффициент диффузии в ненапряженном теле, α – положительная константа, μ – модуль сдвига. Добавка, обусловленная механическими напряжениями, пропорциональна деформации материала. При небольшом растяжении коэффициент диффузии увеличивается, а при сжатии уменьшается.

Для проведения расчетов предпочтительно связанных задач использование прямых экспериментальных данных по зависимости величины коэффициента диффузии от напряжений [22]. В работах [23, 24] оценивалось постоянной растягивающей влияние нагрузки на 196

коэффициент диффузии водорода в двухфазной стали с помощью установки электрохимического проникновения. Упругие растягивающие напряжения повысили коэффициент диффузии водорода, это объясняется авторами увеличением размера элементарной ячейки, что облегчает диффузию водорода. Когда же приложенное напряжение было равно пределу текучести, увеличивающееся количество водородных ловушек компенсировало увеличение коэффициента диффузии. Таким образом, значительная пластическая деформация, замедляла диффузию из-за образования дефектов решетки. Похожие выводы сделаны и для низкоуглеродистой стали в работах [25, 26].

На основании приведенных в упомянутых работах экспериментальных данных была построена зависимость безразмерного коэффициента D/D_0 от отношения напряжения σ в металле к пределу текучести. Эта зависимость была экстраполирована на отрицательную область напряжений по аналогии с формулой (7), её график приведен на рисунке 4.



Рис. 4. Экспериментальная зависимость коэффициента диффузии от напряжения

Отметим, что BO всех указанных работах при проведении эксперимента изучался поток водорода перпендикулярный направлению σ, поэтому в одноосной приложения нагрузки рассматриваемой коэффициент осесимметричной задаче диффузии радиальном В направлении будет функцией окружных напряжений.

Из графиков п. 1 видно, что окружные напряжения терпят разрыв на радиусе контакта вала и кольца подшипника, это приводит к скачкообразному изменению коэффициента диффузии (рис. 5 а).

3. Расчёт концентрации водорода

Рассчитаем распределение свободного водорода в системе вал – кольцо подшипника. Производная по времени во вращающейся системе имеет вид:

$$\dot{C} = \frac{dC}{dt} = \frac{\partial C}{\partial t} + \omega \frac{\partial C}{\partial \varphi}$$

Учитывая осесимметрию задачи и полагая процесс диффузии установившимся, будем считать далее $\dot{C} = 0$.

Пусть на внешнем радиусе задана концентрация водорода от смазки C_0 , а на внутреннем радиусе она равна нулю. Учитывая (6), имеем следующую задачу:

$$r(DC')' + DC' = 0, \quad C|_{r=R_1} = 0, \quad C|_{r=R_2} = C_0.$$
 (8)

Поскольку коэффициент *D* терпит разрыв, решение задачи (8) следует рассматривать на двух участках, сшивая решения на радиусе контакта условиями непрерывности функции концентрации и диффузионного потока:

$$C_1|_{R_c-0} = C_2|_{R_c+0}, \quad DC_1'|_{R_c-0} = DC_2'|_{R_c+0}.$$

Решение имеет вид:

$$C(r) = \frac{C_0}{\psi(R_2)}\psi(r), \quad \psi(r) = \int_{R_1}^r \frac{d\xi}{\xi D(\xi)}.$$
(9)



Рис. 5. Коэффициент диффузии *a*) и концентрация свободного водорода *b*) в вале и кольце: ненапряженное тело (1), с учетом напряжений (2)

Для стального вала и кольца из п. 1 построен график безразмерной функции концентрации свободного водорода С/Со от радиальной координаты (рис. 5 b). Для сравнения там же построен график для ненапряженного стального кольца с теми же граничными условиями. Видно, что напряжения от натяга и угловой скорости вращения вала водорода увеличивают концентрацию В кольце подшипника, максимальный прирост В 10 %происходит на радиусе посадки подшипника на вал.

Заключение

Проведенные в работе расчёты показали, что во внутреннем кольце подшипника при его посадке на вращающийся вал возникают большие растягивающие окружные напряжения, вместе с повышенной концентрацией свободного водорода они создают условия для водородной деградации стали внутри подшипника.

Полученные поля напряжений и концентрации водорода послужат первым шагом в рекуррентном процессе решения связанной задачи теории упругости и диффузии по оценке влияния водорода на прочность подшипника качения.

В дальнейшем для уточнения расчётов планируется оценить добавочную циклическую нагрузку на кольцо подшипника со стороны силы тяжести и обкатывающих роликов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Vegter, R.H., Slycke, J.T. The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings. 2010. Journal of Astm International. 7, pp. 1–12.
- [2] Evans, M.H. An updated review: white etching cracks (WECs) and axial cracks in wind turbine gearbox bearings. 2016. Materials Science and Technology. pp. 1–37.
- [3] Сидоров В.А., Сотников А.Л. Эксплуатация подшипников качения. М.: Инфра-Инженерия. 2022. 136 с.
- [4] Tamada, K., Tanaka, H. Occurrence of Brittle Flaking on Bearings Used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Devices. 1996. Wear. 199, pp. 245–252.
- [5] Жаров В.Г., Максимов А.В., Сумзина Л.В. Анализ причин разрушения контактирующих поверхностей деталей подшипниковых опор машин и технологического оборудования зданий и сооружений. 2020. Вестник Евразийской науки. 12(1), с. 1–8.
- [6] Беляев А.К., Кудинова Н.Р., Полянский В.А., Яковлев Ю.А. Описание деформации и разрушения материалов, содержащих водород, с помощью реологической модели. 2015. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 3(225), с. 134–149.
- [7] Овчинников И.И. Исследование поведения оболочечных конструкций, эксплуатирующихся в средах, вызывающих коррозионное растрескивание [Электронный документ]. 2012. Интернет-журнал «Науковедение». 4. (http://naukovedenie.ru/PDF/ 38tvn412.pdf). Проверено 15.04.2023.

- [8] Пономарев С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении. М: Машгиз. 1958. 1120 с.
- [9] Мирсалимов В.М. Обратная задача механики разрушения для диска, посаженного на вращающийся вал. 2009. Прикладная механика и техническая физика. 50(4), с. 201–209.
- [10] Буренин А.А., Ткачева А.В., Фирсов С.В. Задача Гадолина о сборке двухслойного вала горячей посадкой с испытанием соединения на отрыв. 2002. Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Физико-математические науки». 26(3), с. 480–499.
- [11] Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов. М.: Ленанд. 2019. 456 с.
- [12] Суранов Г. И. Водород: разрушение, изнашивание, смазка деталей машин. Ухта: УГТУ. 2015. 224 с.
- [13] Зиновьева Т.В. Влияние концентрации водорода на растрескивание трубы. 2020. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 9-й Международной научно-практической конференции. с. 196–206.
- [14] Чулкин С.Г., Зиновьева Т.В. Расчет влияния водорода на прочность морского трубопровода. 2019. Морские интеллектуальные технологии. 2(44), с. 31–35.
- [15] Filippenko, G.V., Zinovieva, T.V. Analysis of axisymmetric vibrations of a hydrogen weakened pipe in a layered shell model. 2022. Advances in Mechanical Engineering, LNME. pp. 78–85.
- [16] Filippenko, G.V., Zinovieva, T.V. Harmonic Vibrations of a Hydrogen-Damaged Pipeline as an Inhomogeneous Shell. 2023. Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 187–194.
- [17] Колачев Б.А. Водородная хрупкость металлов. М.: Металлургия. 1985. 216 с.
- [18] Яковлев Ю.А., Полянский В.А., Седова Ю.С., Беляев А.К. Модели влияния водорода на механические свойства металлов и сплавов. 2020. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 3. с. 136–160.
- [19] Рюмшина Т.А. Особенности диффузии водорода в напряженных средах. 1999. Физика и техника высоких давлений. 9(2), с. 87–91.
- [20] Fahmy, A.A., Hurt J.C. Stress dependence of water diffusion in epoxy resin. 1980. Journal of Polymer Composites. 1(2), pp. 77–80.
- [21] Shanati, S., Ellis, N.S., Randall, T.J., Marshall, J.M. Coupled diffusion and stress by the finite element method. 1995. Applied Mathematical Modelling. 19(2), pp. 87–94.

- [22] Ребяков Ю.Н., Чернявский А.О., Чернявский О.Ф. Деформирование и разрушение материалов и конструкций в условиях диффузии. 2010. Вестник ЮУрГУ. 10. с. 4–16.
- [23] Eeckhout, E., Baere, I., Depover, T., Verbeken, K. The effect of a constant tensile load on the hydrogen diffusivity in dual phase steel by electrochemical permeation experiments. 2020. Materials Science and Engineering: A. 773.
- [24] Reddy, K.S., Govindaraj, Y., Neelakantan, L. Hydrogen diffusion kinetics in dual-phase (DP 980) steel: The role of pre-strain and tensile stress. 2023. Electrochimica Acta. 439.
- [25] Zhao, W., Zhang, T., He, Z., Sun, J., Wang, Y. Determination of the Critical Plastic Strain-Induced Stress of X80 Steel through an Electrochemical Hydrogen Permeation Method. 2016. Electrochimica Acta. 214, pp. 336–344.
- [26] Kim, S.J., Yun, D.W., Jung, H.G., Kim, K.Y. Determination of hydrogen diffusion parameters of ferritic steel from electrochemical permeation measurement under tensile loads. 2014. Journal of The Electrochemical Society. 161, pp. 173–181.

T.V. Zinovieva¹, A.R. Galyautdinova²

HYDROGEN DISTRIBUTION INSIDE THE BEARING RING UNDER THE INFLUENCE OF INTERFERENCE AND SHAFT ROTATION

¹Institute of Mechanical Engineering, St.-Petersburg, Russia; ²Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper considers the topical issue of the distribution of free hydrogen in a rolling bearing released as a result of the destruction of the lubricant during friction. The stress-strain state of the inner ring of a bearing fitted with an interference fit on a rotating shaft is determined. The dependences of mechanical stresses on the radial coordinate are constructed for various values of preload and angular velocity of rotation. Based on calculations and experimental data, the dependence of the diffusion coefficient of hydrogen in a strained ring is obtained. It is shown that under the influence of stresses the concentration of free hydrogen in the bearing ring increases.

Key words: rolling bearing, interference stresses, diffusion coefficient, hydrogen concentration.

REFERENCES

- [1] Vegter, R.H., Slycke, J.T. The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings. 2010. Journal of Astm International. 7, pp. 1–12.
- [2] Evans, M.H. An updated review: white etching cracks (WECs) and axial cracks in wind turbine gearbox bearings. 2016. Materials Science and Technology. pp. 1–37.
- [3] Sidorov, V.A. Sotnikov, A.L. Operation of rolling bearings. 2022. Moscow: Infra-Engineering. p. 136.
- [4] Tamada, K., Tanaka, H. Occurrence of Brittle Flaking on Bearings Used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Devices. 1996. Wear. 199, pp. 245–252.
- [5] Zharov, V.G., Maksimov, A.V., Sumzina, L.V. Analysis of the destruction causes of the contact surfaces of bearing support parts in machines and technological equipment of buildings and structures. 2020. Bulletin of Eurasian Science. 12 (1). pp. 1–8.
- [6] Belyaev, A.K., Kudinova, N.R., Polyansky, V.A., Yakovlev, Yu.A. Description of deformation and destruction of materials containing hydrogen using a rheological model. 2015. Scientific and technical bulletin of St. Petersburg State Polytechnical University. Physical and mathematical sciences. 3(225), pp. 134–149.
- [7] Ovchinnikov, I.I. Study of the behavior of shell structures operating in media causing corrosion cracking [Electronic document]. 2012. Internet journal 'Science'. 4. (http://naukovedenie.ru/PDF/38tvn412.pdf). Retrieved 04/15/2023.
- [8] Ponomarev, S.D. Strength calculations in mechanical engineering. M: Mashgiz. 1958. p. 1120.
- [9] Mirsalimov, V.M. Inverse problem of fracture mechanics for a disk mounted on a rotating shaft. 2009. Applied mechanics and technical physics. 50(4), pp. 201–209.
- [10] Burenin, A.A., Tkacheva, A.V., Firsov, S.V. Gadolin's problem on the assembly of a two-layer shaft by a shrink fit with a pull test of the joint. 2002. Bulletin of the Samara State Technical University. Series 'Physical and Mathematical Sciences'. 26(3), pp. 480–499.
- [11] Rabotnov, Yu.N. Strength of materials. M.: Lenand. 2019. p. 456.
- [12] Suranov, G. I. Hydrogen: destruction, wear, lubrication of machine parts. Ukhta: USTU. 2015. p. 224.
- [13] Zinovieva, T.V. Influence of hydrogen concentration on pipe cracking. 2020. Modern Engineering: Science and Education: Proceedings of the 9th International Scientific and Practical Conference. pp. 196–206.

- [14] Chulkin, S.G., Zinovieva, T.V. Calculation of the effect of hydrogen on the strength of an offshore pipeline. 2019. Marine Intelligent Technologies. 2(44), pp. 31–35.
- [15] Filippenko, G.V., Zinovieva, T.V. Analysis of axisymmetric vibrations of a hydrogen weakened pipe in a layered shell model. 2022. Advances in Mechanical Engineering, LNME. pp. 78–85.
- [16] Filippenko, G.V., Zinovieva, T.V. Harmonic Vibrations of a Hydrogen-Damaged Pipeline as an Inhomogeneous Shell. 2023. Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 187–194.
- [17] Kolachev, B.A. Hydrogen brittleness of metals. Moscow: Metallurgy. 1985. p. 216.
- [18] Yakovlev, Yu.A., Polyansky, V.A., Sedova, Yu.S., Belyaev, A.K. Models of the effect of hydrogen on the mechanical properties of metals and alloys. 2020. Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Mechanics. 3. pp. 136–160.
- [19] Ryumshina, T.A. Peculiarities of hydrogen diffusion in stressed media. 1999. Physics and technology of high pressures. 9(2), pp. 87–91.
- [20] Fahmy, A.A., Hurt J.C. Stress dependence of water diffusion in epoxy resin. 1980. Journal of Polymer Composites. 1(2), pp. 77–80.
- [21] Shanati, S., Ellis, N.S., Randall, T.J., Marshall, J.M. Coupled diffusion and stress by the finite element method. 1995. Applied Mathematical Modelling. 19(2), pp. 87–94.
- [22] Rebyakov, Yu.N., Chernyavsky, A.O., Chernyavsky, O.F. Deformation and destruction of materials and structures under diffusion conditions. 2010. Bulletin of SUSU. 10. pp. 4–16.
- [23] Eeckhout, E., Baere, I., Depover, T., Verbeken, K. The effect of a constant tensile load on the hydrogen diffusivity in dual phase steel by electrochemical permeation experiments. 2020. Materials Science and Engineering: A. 773.
- [24] Reddy, K.S., Govindaraj, Y., Neelakantan, L. Hydrogen diffusion kinetics in dual-phase (DP 980) steel: The role of pre-strain and tensile stress. 2023. Electrochimica Acta. 439.
- [25] Zhao, W., Zhang, T., He, Z., Sun, J., Wang, Y. Determination of the Critical Plastic Strain-Induced Stress of X80 Steel through an Electrochemical Hydrogen Permeation Method. 2016. Electrochimica Acta. 214, pp. 336–344.
- [26] Kim, S.J., Yun, D.W., Jung, H.G., Kim, K.Y. Determination of hydrogen diffusion parameters of ferritic steel from electrochemical permeation measurement under tensile loads. 2014. Journal of The Electrochemical Society. 161, pp. 173–181.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-533

В.А. Крюков¹, А.В. Плясов²

РАСШИРЕНИЕ ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА МАШИН С МНОГОПОТОЧНЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ



¹Владимир Алексеевич Крюков, Тульский государственный университет Россия, Тула Тел.: (4872)73-44-91, E-mail: va.krukov@gmail.com.



²Алексей Валентинович Плясов, Тульский государственный университет Россия, Тула Тел.: (4872)73-44-91, E-mail: plyasov-a@yandex.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены особенности динамических процессов в машинах с многопоточными передачами. Проанализированы возможности снижения динамических нагрузок. Показано, что переход к передаче механической энергии несколькими потоками, позволяет увеличить число выходных параметров динамического синтеза и расширить возможности решения соответствующих задач. Приведен пример уменьшения уровня колебаний в конкретной машине.

Ключевые слова: многопоточные передачи, динамика, динамический синтез, колебания, оптимизация.

Введение

Одной из основных задач динамического синтеза машин является снижение динамических нагрузок, которые в современных высокопроизводительных мощных машинах могут достигать очень больших значений. В одном ряду с хорошо известными конструкторскими, технологическими и эксплуатационными методами снижения 204
динамических нагрузок стоят методы, связанные с определением оптимального схемного решения передаточных механизмов, входящих в состав машины. Возможным направлением в рамках этого подхода является использование многопоточных передач.

Разделение потока механической энергии на несколько параллельных потоков давно и плодотворно используется в технике. Согласно [1] многопоточной передачей называется «передача, в которой энергия с входного звена на выходное звено передается через несколько параллельно расположенных кинематических цепей». Концепция многопоточного подвода энергии к потребителям была подробно обоснована и плодотворно использована в работах [2, 3]. В монографии [4] дополнительно введено ограничение идентичности параллельных кинематических цепей. При невыполнении этого требования конструкция передаточного механизма значительно усложняется, тем не менее, это требование не является необходимым. Распределение механической энергии на несколько потоков также происходит в многопарном зубчатом зацеплении (при коэффициенте перекрытия больше единицы), в поликлиновой ременной передаче, в передаче с зубчатым ремнем, в зубчатой сцепной муфте и ряде аналогичных устройств.

Широкое применение принцип многопоточности нашел при конструировании машин различного отраслевого назначения, в том числе роботов, транспортных машин и в авиации [5-13]. Использование многопоточных передач привело к появлению ряда работ, рассматривающих различные аспекты структуры, кинематики и динамики таких систем, а также особенностей применения известных методов для анализа многопоточных систем [14-21]. Необходимо отметить, что принцип многопоточнотости также широко используется при передаче и обработке электроэнергии и информации [22-26].

Каждая из указанных выше работ и ряда аналогичных описывает отдельные многопоточные устройства, охватывает некоторые аспекты концепции многопоточности, но вскрывает далеко не все её возможности. Хорошо известно, что разделение потоков энергии на несколько параллельных потоков позволяет снизить габариты и массу всего устройства в целом, хотя усложняет конструкцию и приводит к необходимости повышения точности изготовления и сборки. Менее известно, что многопоточной передаче энергии при возможно обеспечивать не просто распределение общего потока на несколько, а управлять этими потоками и, как следствие, снижать уровень колебаний в Другими словами, использование нескольких машине. потоков механической энергии позволяет увеличить число выходных параметров динамического синтеза следовательно, расширить область И, существования решения соответствующих задач.

Постановка задачи и решение

Рассмотрим технологическую машину, в состав которой входят m двигателей Д, n рабочих машин РМ и многопоточный передаточный механизм МПМ (рис. 1). Типичным примером такой машины служит автоматическая роторная линия штамповочного производства с электромеханическим приводом: многодвигательным дифференциальным приводом транспортного движения и пространственным кривошипным приводом исполнительных органов [27]. Рабочие машины – роторного типа циклового действия. Момент сил полезного сопротивления на валу *i*-ой рабочей машины в режиме установившегося движения является периодической функцией угла поворота вала рабочей машины ϕ_i ,

$$M_{ci}(\phi_i) = M_{ci}(\phi_i + \psi_i); i = 1, 2, ..., n,$$

где ϕ_i – угол поворота вала *i* -ой рабочей машины; ψ_i – период.



Рис. 1. Функциональная схема машины

В режиме установившегося движения колебания угловых скоростей валов рабочих машин малы, и от задания моментов сил сопротивления в виде функций от углов поворота с достаточной точностью можно перейти к заданию моментов сил сопротивления в виде известных периодических функций времени,

$$M_{ci}(\phi_i) \approx M_{ci}(t); \ i = 1, 2, ..., n.$$

Моменты двигателей принимаем постоянными, $M_{_{\pi i}}(t) = \text{const}; i = 1, 2, ..., m$. В общем случае число двигателей может не совпадать с числом рабочих машин, $n \neq m$. Внутри многопоточной передачи потоки мощности могут складываться и раскладываться.

Если в качестве расчетной схемы использовать дискретную схему с сосредоточенными параметрами (инерционные элементы – абсолютно

жесткие; упругие элементы – безынерционные); трение – вязкое, то математическая модель системы будет представлять собой систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами, которую запишем в матричном виде [28]

$$\boldsymbol{H}\ddot{\boldsymbol{X}} + \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{X}} + \boldsymbol{C}\boldsymbol{X} = \boldsymbol{M}(t), \qquad (1)$$

где I – матрица инерционных коэффициентов; D – матрица диссипативных коэффициентов; C – матрица упругих коэффициентов; X– матрица-столбец обобщенных координат; M(t) – матрица-столбец обобщенных сил. Число обобщенных координат N и, соответственно, размерности матриц определяются структурой передаточного механизма и числом инерционных элементов системы.

Матрицу-столбец обобщенных координат представим в виде блочной матрицы

$$\boldsymbol{X} = \begin{vmatrix} \boldsymbol{X}_{c} \\ \boldsymbol{X}_{n} \\ \boldsymbol{X}_{z} \end{vmatrix},$$
(2)

где $\|X_{\pi}\|$ – матрица-столбец углов поворота валов двигателей; $\|X_{\pi}\|$ – матрица-столбец углов поворота промежуточных инерционных элементов; $\|X_{c}\|$ – матрица-столбец углов поворота валов рабочих машин.

Матрицу-столбец обобщенных сил также можно представить в виде блочной матрицы

$$\boldsymbol{M}(t) = \begin{vmatrix} \boldsymbol{M}_{c} \\ \boldsymbol{M}_{n} \\ \boldsymbol{M}_{g} \end{vmatrix},$$
(3)

где $\|\boldsymbol{M}_{_{\mathrm{I}}}\| = \mathrm{const}$ – матрица-столбец обобщенных сил, соответствующих постоянным движущим моментам; $\|\boldsymbol{M}_{_{\mathrm{I}}}\| = 0$ – матрица-столбец, обобщенных сил соответствующих обобщенным координатам промежуточных инерционных элементов; $\|\boldsymbol{M}_{_{\mathrm{C}}}\|$ – матрица-столбец, обобщенных сил соответствующих моментам сил сопротивления и вызывающих колебания в системе.

С учетом (2), (3) математическую модель системы можно записать в виде

$$\boldsymbol{I} \begin{vmatrix} \ddot{\boldsymbol{X}}_{c} \\ \ddot{\boldsymbol{X}}_{n} \\ \ddot{\boldsymbol{X}}_{d} \end{vmatrix} + \boldsymbol{D} \begin{vmatrix} \dot{\boldsymbol{X}}_{c} \\ \dot{\boldsymbol{X}}_{n} \\ \dot{\boldsymbol{X}}_{d} \end{vmatrix} + \boldsymbol{C} \begin{vmatrix} \boldsymbol{X}_{c} \\ \boldsymbol{X}_{n} \\ \boldsymbol{X}_{d} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \boldsymbol{M}_{c} \\ \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{M}_{d} \end{vmatrix}.$$
(4)

Элементы матрицы $\|\boldsymbol{M}_{c}\|$ являются периодическими функциями времени и могут быть разложены в ряды Фурье

$$M_{cj}(t) = M_{cj0} + \sum_{s=1}^{K} M_{cjs} \sin(s\omega t + \alpha_{js}); \quad j = 1, 2, ..., n,$$
(5)

где $M_{cj0}, M_{cjs}, \alpha_{js}$ – постоянные составляющие, амплитуды и начальные фазы колебаний определяемые известными зависимостями [28-31].

Для упрощения принято, что рабочие машины выполняют однотипные рабочие операции, имеют одинаковое число позиций, и, следовательно, номинальные угловые скорости валов рабочих машин одинаковы, $\omega_i = \omega$; i = 1, 2, ..., n. Число учитываемых гармоник *K* определяется видом выполняемых технологических операций и обычно не превышает трех-пяти [32, 33].

Решение системы (4) будет иметь вид

$$x_{i}(t) = \sum_{j=1}^{n} \sum_{s=1}^{K} A_{ij}(s\omega) M_{cjs} \sin[s\omega t + \alpha_{js} + \beta_{is}(s\omega)]; \quad i = 1, 2, ..., n,$$
(6)

где $A_{is}(s\omega)$, $\beta_{is}(s\omega)$ – элементы амплитудно-частотной и фазо-частотной матриц.

Ограничимся исследованием колебаний только на валах рабочих машин, так как именно они определяют точность выполнения технологических операций.

Для решения задачи минимизации колебаний можно варьировать значения инерционных и упругих параметров системы, что приводит к изменению амплитудно-частотных и фазо-частотных матриц. Такой подход давно и хорошо известен, однако возможности изменения этих параметров очень ограничены.

В отличие от обычных однопоточных передач многопоточные передачи позволяют увеличить число выходных параметров синтеза и, следовательно, расширить возможности уменьшения колебаний в системе.

Предположим, что с помощью определенных конструктивных решений возмущающие воздействия $M_{cj}(t)$ можно сместить по фазе относительно начального положения на некоторый угол ε_j . Значения ε_j будут являться дополнительными выходными параметрами динамического синтеза. Функции (5) примут вид

$$M_{cj}(t) = M_{cj0} + \sum_{s=1}^{K} M_{cjs} \sin(s\omega t + \alpha_{js} + s\varepsilon_{j}), \ j = 1, 2, ..., n,$$

а колебательные составляющие обобщенных координат системы (6) будут определяться решениями

$$x_i = \sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^K A_{js}(s\omega) M_{cjs} \sin[s\omega t + \alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j].$$
(7)

Из (7) видно, что снизить уровень колебаний можно за счет вариации фазовых углов ε_j . При этом возможно не только уменьшить уровень 208

колебаний, но и обеспечить инвариантность системы к отдельным гармоникам возмущающих моментов или инвариантность отдельных машин к возмущениям в других машинах.

Преобразуем решение (7) к виду

$$x_{is} = \sum_{j=1}^{n} A_{js}(s\omega) M_{cjs} \sin(s\omega t) \cos[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_{j}] + \sum_{j=1}^{n} A_{js}(s\omega) M_{cjs} \cos(s\omega t) \sin[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_{j}]$$

и введем обозначения

$$\begin{cases} L_{is}^* = \sum_{j=1}^n A_{js}(s\omega) M_{cjs} \cos[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j]; \\ L_{is}^{**} = \sum_{j=1}^n A_{js}(s\omega) M_{cjs} \sin[\alpha_{js} + \beta_{js}(s\omega) + s\varepsilon_j]. \end{cases}$$

Амплитуда колебаний *i*-го элемента на гармонике *s* будет равна

$$L_{is} = \sqrt{\left(L_{is}^{*}\right)^{2} + \left(L_{is}^{**}\right)^{2}},$$

и для устранения этих колебаний требуется выполнение условий

$$L_{is}^* = 0, \ L_{is}^{**} = 0.$$
 (8)

Рассмотрим четыре постановки задачи.

1. Устранение колебаний группы элементов с номерами $i = 1, 2, ..., N^*$ на гармониках порядка $s = 1, 2, ..., n_1$. Тогда с учетом (8) получим

$$L_{is}^{*} = 0; \quad L_{is}^{**} = 0; \quad i = 1, 2, ..., N^{*}; \quad s = 1, 2, ..., n_{1}.$$
 (9)

Общее число уравнений в (9) равно $2n_1N^*$, а число определяемых выходных параметров синтеза ε_j равно N-1 (один угол, определяющий начало отсчета положения валов рабочих машин, можно задавать произвольно). Необходимое условие существования решения (9) будет иметь вид

$$2n_1 N^* \le N - 1. \tag{10}$$

Отсюда следует, что возможности построения системы, инвариантной к возмущающим воздействиям, ограничены числом рабочих машин и возрастают с их увеличением. Необходимо отметить, что приведенное условие (10) является необходимым, но недостаточным для существования решения (9). Достаточные условия для частного случая математической модели рассматриваемой системы, построенной на основе расчетной модели с жесткими звеньями, приведены в [34].

Если решение поставленной задачи не существует, то возможно смягчение условий синтеза.

2. Обеспечение частичной инвариантности одного i-го элемента $(N^* = 1)$ на n_1 гармониках. Условие существования решения

$$n_1 \leq (N-1)/2$$

3. Инвариантность N^* элементов на одной гармонике $(n_1 = 1)$. Условие существования решения

$$N^* \leq (N-1)/2.$$

4. Минимизация суммарного уровня колебаний на N^* элементах и n_1 гармониках. В этом случае требуется определить параметры ε_j (j = 1, 2, ..., N), минимизирующие целевую функцию

$$F(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_N) = \sum_{i=1}^{N^*} \sum_{s=1}^{n_1} k_{is} L_{is} \Longrightarrow \min, \qquad (11)$$

где k_{is} – весовые коэффициенты, значения которых устанавливаются экспертом в зависимости от степени опасности воздействия тех или иных гармоник на конкретную машину в целом или отдельные ее элементы.

В некоторых случаях модель механической системы с жесткими звеньями достаточно точно отображает ее поведение. Это позволяет значительно упростить решение задачи снижения уровня колебаний, так как элементы амплитудно-частотной матрицы в этом случае можно представить в виде

$$A_{ij}(s\omega) = u_{ij}A(s\omega), \qquad (12)$$

где u_{ij} - соответствующие постоянные передаточные отношения.

Элементы фазо-частотной матрицы одинаковы для всех координат, поэтому соответствующим выбором начала отсчета они могут быть сведены к нулю. Тогда решение (7) получим в виде

$$x_{i} = \sum_{j=1}^{n} \sum_{s=1}^{K} M_{js} u_{ij} A(s\omega) \sin(s\omega t + \alpha_{js} + s\varepsilon_{j}).$$
(13)

Из (13) следует, что для рассматриваемой модели амплитуды колебаний по всем обобщенным координатам будут пропорциональны, поэтому можно ограничиться рассмотрением только одной из них, например, первой, которую представим в виде

$$x_1 = \sum_{j=1}^n \sum_{s=1}^K M_{js}^* A(s\omega) \sin(s\omega t + \alpha_{js} + s\varepsilon_j), \qquad (14)$$

где $M_{js}^* = u_{1j}M_{js}$.

Отсюда условие инвариантности рассматриваемой механической системы к действию возмущающих моментов на гармонике порядка *s* запишется в виде

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^{n} M_{js}^{*} \cos(\alpha_{js} + s\varepsilon_{j}) = 0; \\ \sum_{j=1}^{n} M_{js}^{*} \sin(\alpha_{js} + s\varepsilon_{j}) = 0. \end{cases}$$
(15)

Эти уравнения можно записать для каждой учитываемой гармоники. Следовательно, для существования решения системы (15) необходимо (но недостаточно) выполнение условия $2n_1 \le N-1$, которое также является условием обеспечения полной инвариантности механической системы с жесткими звеньями на заданном числе гармоник. Если это условие не выполняется, то, как и для системы с упругими звеньями, возможно обеспечение инвариантности к отдельным гармоникам или минимизация суммарного уровня колебаний. Так как значения амплитудно-частотной матрицы одинаковы для всех обобщенных координат и зависят только от номера гармоники *s*, то проще минимизировать суммарный уровень возмущений, учитывая эти значения при выборе весовых коэффициентов k_s и принимая целевую функцию в виде

$$F(\varepsilon_{1},\varepsilon_{2},...,\varepsilon_{N}) = \sum_{s=1}^{n_{1}} k_{s} M_{\Sigma_{s}}^{*} \Longrightarrow \min,$$
(16)
ГДе $M_{\Sigma_{s}}^{*} = \sqrt{\left[\sum_{j=1}^{n} M_{js}^{*} \cos(\alpha_{js} + s\varepsilon_{j})\right]^{2} + \left[\sum_{j=1}^{n} M_{js}^{*} \sin(\alpha_{js} + s\varepsilon_{j})\right]^{2}}.$

С геометрической точки зрения уравнения (15) являются уравнениями проекций замкнутого векторного контура на оси ортогональной системы координат, поэтому необходимым условием существования их решения является возможность построения этого контура. Для системы (15) эти условия имеют вид [34]

$$M_{js}^* \leq \sum_{\substack{i=1\\i\neq j}}^n M_{is}^*, \qquad j = 1, 2, ..., n; \quad s = 1, 2, ..., K.$$

При решении систем уравнений (8), (15) необходимо учитывать, что изменение углов ε_i связано с внесением изменений в конструкцию привода, и, следовательно, на их значения могут быть наложены ограничения, обусловленные кинематическими, конструктивными и другими соображениями. В этом случае область существования решения поставленных задач сужается.

В качестве примера рассмотрим решение поставленных задач для опытного образца линии ЛВГ1-5 с тремя технологическими роторами. В

рабочих машинах выполняются три однотипных операций обработки давлением: первой, второй и третьей вытяжки [35].

Динамический анализ линии показал, что модель с жесткими звеньями достаточно точно отображает динамические процессы в системе. Амплитуды и фазы возмущающих моментов приведены в табл. 1.

Гармоника	$M_{js}, \operatorname{H}\cdot \operatorname{M}$			α _{<i>js</i>} , град.		
	вытяжка	вытяжка	вытяжка	вытяжка 1	вытяжка	вытяжка
	1	2	3		2	3
1	160,00	142,81	111,12	-74,5	88,9	74,5
2	43,39	29,76	19,87	-64,6	-86,0	-4,9
3	21,61	4,04	15,45	-69,1	-40,0	-7,8

Таблица 1. Амплитуды и фазы возмущающих моментов

Для рассматриваемого примера n=3; N=3; условие $2n \le N-1$ не выполняется, следовательно, полная инвариантность системы К возмущениям на учитываемых гармониках невозможна. Поэтому задача динамического синтеза решалась в двух постановках: 1) уравновешивание первой гармоники; 2) минимизация суммарного уровня колебаний. Значения весовых коэффициентов принимались пропорциональными коэффициентам динамичности, ранее: определенным $k_1 = 0,6; k_2 = 0,15; k_3 = 0,25.$

Результаты решения задач уравновешивания первой гармоники и минимизации суммарного уровня возмущений по трем гармоникам приведены в табл. 2.

Варианты	ε _{js} , град.			$M_{\Sigma s},\mathrm{H}\cdot\mathrm{m}$			$F(\varepsilon_1,\varepsilon_2,\varepsilon_3)$
решения							
Исходная система	0	0	0	121,9	75,2	36,1	93,4
Уравновешивание	0	58	330	0	65,4	33,2	-
первой							
гармоники							
Минимизация	0	61	329	4,2	60,2	28,4	18,6
суммарного							
уровня колебаний							

Таблица 2. Результаты динамического синтеза

Заключение.

Одной из наиболее сложных и важных задач при проектировании машин различного отраслевого назначения является задача динамического

синтеза. Область существования решения этой задачи лимитируется числом выходных параметров синтеза, к которым обычно относятся инерционные и упругие характеристики элементов привода. Причем возможности вариаций этих параметров в конкретных машинах довольно ограничены.

Переход к принципу многопоточности позволяет увеличить число выходных параметров синтеза и, следовательно, расширить область существования решения задачи динамического синтеза. Рассмотренный пример показывает, что при применении трех потоков в автоматической роторной линии возможно полностью устранить колебания на первой гармонике или существенно (в несколько раз) снизить суммарный уровень колебаний на трех гармониках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Крайнев А.Ф. Механика от греческого mēchanikē (technē) искусство построения машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2001. 904 с.
- [2] Сидоров П.Г, Козлов С.В., Крюков В.А. [и др.]. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.
- [3] Крюков В.А., Корнюхин И.Ф. Состояние и перспективы развития системы приводов автоматических роторных и роторно-конвейерных линий. Изв. ТулГУ. Сер. Машиностроение. 2000. Вып. 5. С. 230-238.
- [4] Сидоров П.Г. [и др]. Многопоточные зубчатые трансмиссии: Теория и методология проектирования. М.: Машиностроение, 2011. 340 с.
- [5] Budzik G., Bernaczek J., Kozik B. [et al.]. Design Development, Prototype Manufacturing Using FDM Techniques and Accuracy Analysis of Aeronautical Dual-power Path Gear unit. Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering. Tome VI (year 2013). Fascicule 2 [april-june].
- [6] Cocking H. The Design of an Advanced Engineering Gearbox. Vertica. 1986. Vol. 10. No. 2. Westland Helicopters and Hovercraft PLC. Yeovil, England. pp. 213–215.
- [7] Smirnov G. Multiple-power-path Nonplanetary Main Gearbox of the Mi-26 Heavy-lift Transport Helicopter. Vertiflite. Mil Design Bureau. 1990. Vol. 36. pp. 20–23.
- [8] White G. New Family of High-ratio Reduction Gear with Multiple Drive Paths. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1974. Vol. 188. pp. 281–288.
- [9] Shi Y., Wei J., Feng Z. [et al.]. A Novel Electric Vehicle Powertrain System Supporting Multi-path Power Flows: Its Architecture, Parameter Determination and System Simulation. Energies. 2017. 10, 216; DOI:10.3390/en10020216.

- [10] Красневский Л.Г., Поддубко С.Н., Мариев П.Л. Многопоточные многорежимные гибридные электромеханические трансмиссии. Актуальные вопросы машиноведения. 2014. Вып. 3. Стр. 64-68.
- [11] Salamandra K.B., Tyves L.I, Glazunov V.A. [et al]. Parallel mechanisms with group kinematic decoupling ensured by multiloop power transmission in kinematic chains. Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. Vol.49. No 5. Pp.412-420.
- [12] Саламандра К.Б. Анализ и синтез механизмов робототехнических систем, автоматических линий и коробок передач на основе принципа многопоточности: Дис....докт. тех. наук. 05.02.18. Москва, 2020. 234 с.
- [13] Merlet J.P. Parallel robots. Kluwer Academic Publishers. 2000. 372 p.
- [14] Pacana J., Kozik B., Budzik G. Strength Analysis of Gears in Dual-path Gearing by Means of FEM. Diagnostyka. 2015. Vol. 16. No. 1. pp. 41-46.
- [15] Андриенко П.А., Евграфов А.Н., Козликин Д.П. и др. Использование элементов теории графов для структурного анализа механизмов. Современное машиностроение: наука и образование. 2022. С. 43-58.
- [16] Егоров О.Д. Структурный анализ механизмов параллельной структуры. Вестник МГТУ «Станкин». 2019. № 1 (48). С. 89-92.
- [17] Третьяков В.М. Матричный метод структурного анализа и синтеза механизмов. Современное машиностроение: наука и образование. 2022. Стр. 137-150.
- [18] Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Структурный анализ планетарного механизма с двумя плавающими звеньями. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 6 (687). С. 18-27.
- [19] Qu S., Li R., Ma C., Li H. Type synthesis for lowermobility decoupled parallel mechanism with redundant constraints. Journal of mechanical science and technology. 2021. 35 (6). pp. 2657-2666. DOI: 10.1007/s12206-021-0536-x.
- [20] Худорожков С.И., Юркевич А.В. Теоретическое и экспериментальное исследование динамики транспортного средства с механической бесступенчатой передачей. Современное машиностроение: наука и образование. 2021. Стр. 243-258.
- [21] Hassan M.A., Sarhan R.A. Numerical Solution of Forward Kinematics for Parallel Robot. Современное машиностроение: наука и образование. 2018. Стр. 208-218.
- [22] Идельчик В.И. Электрические системы и сети. М.: Энергоатомиздат, 1989. 592 с.
- [23] Александров Д.Е. Многопоточные сервера, использующие обработчики событий. Интеллектуальные системы. 2013. Том 17. № 1-4. Стр. 219-223.

- [24] Смирнов К.К., Чернышев Г.А. Сетевые и многопоточные аспекты архитектуры распределенных СУБД. Программные продукты и системы. 2011. № 1. Стр. 164-168.
- [25] Samy H., Tammam A.L., Fahmy A.L. [et al.]. Enhancing the performance of the blockchain consensus algorithm using multithreading technology. Ain shams engineering journal. 2021, March. 12(07). DOI: 10.1016/j.asej.2021.01.019.
- [26] Ilyushin Y., Afanaseva O. Multithreading analysis of seismic data on the hybrid supercomputer. 9th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM2019, Informatics, Geoinformatics and Remote Sensing. 2019. DOI: 10.5593/SGEM2019/2.1/S08.126.
- [27] Крюков В.А. Теория, моделирование и синтез приводов автоматических роторных линий для обработки давлением. Дис....докт. тех. наук. 05.03.05, 05.02.18. Тула, 2000. 424 с.
- [28] Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
- [29] Taylor J.I. The Vibration Analysis Handbook. Vibration consultants, 2023. 375 p.
- [30] Weber H.-J., Arfken G.B. Essential Mathematical Methods for Physicists. Academic press, 2002. 932 p.
- [31] Long, D. Fourier Analysis and Other Tools for Electrical Engineers: A Practical Handbook. Brigham Young University, 2021. 130 p.
- [32] Булатова М.Н., Крюков В.А. Механические характеристики роторных машин с кривошипным приводом. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2009. № 1-1. Стр. 48-54.
- [33] Базанова А.П., Крюков В.А. Анализ силовых характеристик технологических роторов для обработки давлением. Современные проблемы теории машин. 2022. № 13. Стр. 50-54.
- [34] Корнюхин И.Ф., Крюков В.А., Пашин А.А. Снижение уровня колебаний механической системы с однотипными воздействиями. Изв. Вузов. Машиностроение. 1986. № 6. Стр. 30-34.
- [35] Крюков В.А., Корнюхин И.Ф. Приводы автоматических роторных и роторно-конвейерных линий. СТИН. 2000. № 11. Стр. 6-10.

V.A.Krukov, A.V.Plyasov

EXPANSION OF THE DYNAMIC SYNTHESIS PROBLEM SOLVING FIELD OF MACHINES WITH MULTIPLE-POWER PATH GEAR UNIT

Tula State University, Russia

Abstract

The paper considers the features of dynamic processes in machines with multiple-power path gear unit. The possibilities of reducing dynamic loads are analyzed. It is shown that the transition to the transfer of mechanical energy by several flows allows increasing the number of output parameters of dynamic synthesis and expanding the possibilities of solving the corresponding problems. An example of reducing the level of vibrations in a particular machine is given.

Key words: multiple-power path gear unit, dynamics, dynamic synthesis, oscillations, optimization.

REFERENCES

- Kraynev A.F. Mechanics from the Greek mēchanikē (technē) the art of building machines. Fundamental dictionary. Moscow: Mashinostroenie Publisher, 2001. 904 p. (rus.)
- [2] Sidorov P.G., Kozlov S.V., Kryukov V.A. [et al.]. Power gear transmissions of coal combines. Theory and design. Moscow: Mashinostroenie Publisher, 1995. 296 p. (rus.)
- [3] Krukov V.A., Kornyukhin I.F. State and prospects of development of the drive system of automatic rotary and rotary conveyor lines. Izvestiya TulSU. Mechanical Engineering series. 2000. Issue 5. pp. 230-238. (rus.)
- [4] Sidorov P.G. [et al.]. Multithreaded gear transmissions: Theory and methodology of design. Moscow: Mashinostroenie Publisher, 2011. 340 p. (rus.)
- [5] Budzik G., Bernaczek J., Kozik B. [et al.]. Design Development, Prototype Manufacturing Using FDM Techniques and Accuracy Analysis of Aeronautical Dual-power Path Gear unit. Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering. Tome VI (year 2013). Fascicule 2 [april-june].
- [6] Cocking H. The Design of an Advanced Engineering Gearbox. Vertica. 1986. Vol. 10. No. 2. Westland Helicopters and Hovercraft PLC. Yeovil, England. pp. 213–215.
- [7] Smirnov G. Multiple-power-path Nonplanetary Main Gearbox of the Mi-26 Heavy-lift Transport Helicopter. Vertiflite. Mil Design Bureau. 1990. Vol. 36. pp. 20–23.

- [8] White G. New Family of High-ratio Reduction Gear with Multiple Drive Paths. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1974. Vol. 188. pp. 281–288.
- [9] Shi Y., Wei J., Feng Z. [et al.]. A Novel Electric Vehicle Powertrain System Supporting Multi-path Power Flows: Its Architecture, Parameter Determination and System Simulation. Energies. 2017. 10, 216; DOI: 10.3390/en10020216.
- [10] Krasnevsky L.G., Poddubko S.N., Mariev P.L. Multithreaded multimode hybrid electromechanical transmissions. Current issues of machine science. 2014. Issue 3. pp. 64-68. (rus.)
- [11] Salamandra K.B., Tyves L.I, Glazunov V.A. [et al]. Parallel mechanisms with group kinematic decoupling ensured by multiloop power transmission in kinematic chains. Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. Vol.49. No 5. Pp.412-420.
- [12] Salamandra K.B. Analysis and synthesis of mechanisms of robotic systems, automatic lines and gearboxes based on the principle of multithreading: Dissertation of the Doctor of Engineering Sciences. 05.02.18. Moscow, 2020. 234 p. (rus.)
- [13] Merlet J.P. Parallel robots. Kluwer Academic Publishers. 2000. 372 p.
- [14] Pacana J., Kozik B., Budzik G. Strength Analysis of Gears in Dual-path Gearing by Means of FEM. Diagnostyka. 2015. Vol. 16. No. 1. pp. 41-46.
- [15] Andrienko P.A., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P. [et al.] Using elements of graph theory for structural analysis of mechanisms. Modern mechanical engineering: science and education. 2022. pp. 43-58. (rus.)
- [16] Egorov O.D. Structural analysis of parallel structure mechanisms. Bulletin of MSTU "Stankin". 2019. No. 1 (48). pp. 89-92. (rus.)
- [17] Tretyakov V.M. Matrix method of structural analysis and synthesis of mechanisms. Modern mechanical engineering: science and education. 2022. pp. 137-150. (rus.)
- [18] Timofeev G.A., Samoilova M.V. Structural analysis of a planetary mechanism with two floating links. News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2017. No. 6 (687). pp. 18-27. (rus.)
- [19] Qu S., Li R., Ma C., Li H. Type synthesis for lowermobility decoupled parallel mechanism with redundant constraints. Journal of mechanical science and technology. 2021. 35 (6). pp. 2657-2666. DOI: 10.1007/s12206-021-0536-x.
- [20] Khudorozhkov S.I., Yurkevich A.V. Theoretical and experimental study of the dynamics of a vehicle with a mechanical continuously variable transmission. Modern mechanical engineering: science and education. 2021. pp. 243-258. (rus.)
- [21] Hassan M.A., Sarhan R.A. Numerical Solution of Forward Kinematics for Parallel Robot. Modern mechanical engineering: science and education. 2018. pp. 208-218.

- [22] Idelchik V.I. Electrical systems and networks. Moskow.: Energoatomizdat, 1989. 592 p. (rus.)
- [23] Alexandrov D.E. Multithreaded servers using event handlers. Intelligent systems. 2013. Volume 17. No. 1-4. pp. 219-223. (rus.)
- [24] Smirnov K.K., Chernyshev G.A. Network and multithreaded aspects of distributed DBMS architecture. Software products and systems. 2011. No. 1. pp. 164-168. (rus.)
- [25] Samy H., Tammam A.L., Fahmy A.L. [et al.]. Enhancing the performance of the blockchain consensus algorithm using multithreading technology. Ain shams engineering journal. 2021, March. 12(07). DOI:10.1016/j.asej.2021.01.019.
- [26] Ilyushin Y., Afanaseva O. Multithreading analysis of seismic data on the hybrid supercomputer. 9th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM2019, Informatics, Geoinformatics and Remote Sensing. 2019. DOI:10.5593/SGEM2019/2.1/S08.126.
- [27] Kryukov V.A. Theory, modeling and synthesis of drives of automatic rotary lines for pressure treatment. Dis....doct. technical sciences. 05.03.05, 05.02.18. Tula, 2000. 424 p. (rus.)
- [28] Vibrations in technology: A Reference book. In 6 vols. Vol. 1. Oscillations of linear systems / Edited by V.V. Bolotin. M.: Mashinostroenie, 1978. 352 p. (rus.)
- [29] Taylor J.I. The Vibration Analysis Handbook. Vibration consultants, 2023. 375 p.
- [30] Weber H.-J., Arfken G.B. Essential Mathematical Methods for Physicists. Academic press, 2002. 932 p.
- [31] Long, D. Fourier Analysis and Other Tools for Electrical Engineers: A Practical Handbook. Brigham Young University, 2021. 130 p.
- [32] Bulatova M.N., Krukov V.A. Mechanical characteristics of rotary machines with crank drive. Proceedings of Tula State University. Technical sciences. 2009. No. 1-1. pp. 48-54. (rus.)
- [33] Bazanova A.P., Krukov V.A. Analysis of power characteristics of technological rotors for pressure treatment. Modern problems of machine theory. 2022. No. 13. pp. 50-54. (rus.)
- [34] Kornyukhin I.F., Krukov V.A., Pashin A.A. Reduction of the level of vibrations of a mechanical system with the same type of effects. Izv. Universities. Mechanical engineering. 1986. No. 6. pp.30-34. (rus.)
- [35] Krukov V.A., Kornyukhin I.F. Drives of automatic rotary and rotary conveyor lines. STIN. 2000. No. 11. pp. 6-10.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.83.053.3 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-534

С.Ю. Лебедев¹, В.Н. Сызранцев²

ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ЗУБЧАТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПО КРИТЕРИЮ ИЗГИБНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ



¹Сергей Юрьевич Лебедев, Тюменский индустриальный университет Россия, Тюмень Тел.:+7 (919)958-5191, E-mail: lebedevsergey1995@gmail.com.
²Владимир Николаевич Сызранцев, Тюменский индустриальный университет Россия, Тюмень Тел.:+7 (912)926-59-02, E-mail: syzrantsevvn@tyuiu.ru.

Аннотация

В статье представлена улучшенная методика расчета вероятности безотказной работы цилиндрической эвольвентной передачи по критерию изгибной выносливости. Основными улучшениями являются: учет случайного характера угла перекоса в зацеплении зубьев, вызванного деформацией элементов передачи (силовой перекос); применение методов непараметрической статистики; учет влияния параметров упрочненного слоя на предел изгибной выносливости зубьев. Улучшения повышают корректность вероятностного расчета и делают методику пригодной для расчета передач с любыми параметрами упрочненного слоя.

Ключевые слова: вероятность безотказной работы, непараметрическая статистика, силовой перекос в зацеплении.

Введение

Поломка зуба шестерни или колеса не позволяет продолжить эксплуатацию передачи и требует немедленной замены зубчатой передачи, что создает простои машин и дополнительные затраты на ремонтные

мероприятия. Кроме того, поломка зуба является внезапным отказом, что говорит о невозможности предупреждения отказа при помощи средств диагностики передачи, привода или машины. Вследствие чего, устранить риск отказа поломки зуба необходимо еще на этапе проектирования передачи, что возможно при использовании вероятностных методов оценки надежности передачи по критерию изгибной выносливости.

Расчет вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости зуба сводится к определению вероятности того, что действующие изгибные напряжения не превысят допускаемые изгибные напряжения. Ввиду того, что действующие и допускаемые напряжения являются случайными величинами, расчет сводится к определению общей площади функций плотности распределения напряжений (рис. 1).



Рис. 1. Функции плотности распределения действующих и допускаемых напряжений

Функцию плотности распределения допускаемых напряжений в классических методиках [1,2] принято задавать нормальным распределения действующих напряжений распределением. Функция восстанавливается либо по рассчитанной выборке напряжений, где случайной величиной является передаваемый крутящий момент, либо также задается нормальным распределением [1,2]. Такой подход условен, так как на закон распределения случайной величины действующих контактных и изгибных напряжений оказывают влияние несколько факторов: закон распределения передаваемого крутящего момента, который может не соответствовать нормальному распределению или быть неизвестным [3]; закон распределения коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий также не известен, так как функционально связан со случайной величиной крутящего момента и со случайной величиной перекоса в зацеплении. При этом перекос в зацеплении также является суммой двух случайных величин [4,5]: технологический перекос (нормальное, равновероятное или треугольное распределение) и силовой перекос (распределение зависит от случайной величины передаваемого крутящего момента).

Расчет выборки действующих изгибных напряжений в основании зуба можно разделить на две основные группы: аналитические методики расчета [4,5] и методики [6,7], использующие САЕ-системы (Computer-Aided Engineering).

Расчет зубчатых передач в системах САЕ позволяет: определить действующие изгибные напряжения[7]; рассчитать усталостную долговечность зубьев [8,9]; сравнить нагрузочную способность одного вида передач с различными параметрами зацепления [10].

Основное развитие расчета вероятности безотказной работы на основе применения программ САЕ направлено: получение достоверной функции плотности распределения дефектов внутри тела зуба [11], анализ влияния объемов зубчатого колеса на долговечность [12], учет остаточных напряжений в теле зуба [13]. Кроме того, в [14] было выполнено разделение дефектов по величине на макро- (более 300 мкм) и микродефекты (менее 300 мкм). Были получены функции плотности распределения макро- и микродефектов, что позволило уточнить методику расчета нагрузочной способности основания зуба. Валидация методики по результатам испытаний цилиндрических зубчатых колес на пульсаторе показала отклонение расчетных значений от экспериментальных в среднем 3,1% [14].

Аналитические методики расчета действующих и допускаемых изгибных напряжений реализованы в стандартизированных методиках проверочного расчета эвольвентных цилиндрических передач [6,7].

Совершенствование методик расчета вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости нацелено на учет фактических законов распределения передаваемого крутящего момента, действующих и допускаемых изгибных напряжений, что стало возможно с использованием аппарата непараметрической статистики[15,16]. Однако, в методиках не влияющие на работоспособность передачи: учитываются факторы, случайный характер силового перекоса в зацеплении (силовой перекос – отклонение контактной линии зубьев в следствие упругой деформации валов, подшипниковых колец и корпуса передачи); изменение параметров предела изгибной выносливости зубьев при изменении параметров упрочненного слоя зуба. Поэтому целью исследования принято усовершенствовать методику расчета вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости, путем учета факторов, представленных выше.

Методы

Усовершенствованная методика расчета вероятности безотказной работы зубчатых цилиндрических передач по критерию изгибной выносливости представлена в виде блок-схемы (рис. 2). Все блоки расчетной схемы имеют порядковый номер, соответствующий этапу вычисления.



Рис. 2. Блок-схема методики расчета вероятности безотказной работы зубчатой передачи по критерию изгибной выносливости

Отличительными особенностями разработанной методики расчета вероятности безотказной по критерию изгибной выносливости [17] являются:

1. В блоке 3 (рис. 2) силовой перекос в зацеплении рассчитывается как выборка значений, функционально связанная с величиной передаваемого крутящего момента [17]:

$$f_{kE}^{i} = \left(\frac{f_{kE}^{max}}{2} - f_{kE}^{n}\right) \left(\frac{T_{1}^{i}}{T_{1n}}\right)^{2} + \left(2f_{kE}^{n} - \frac{f_{kE}^{max}}{2}\right) \left(\frac{T_{1}^{i}}{T_{1n}}\right),\tag{1}$$

где $T_1^i - i$ -е значение из выборки крутящего момента, $H \cdot M$; T_{1n} – среднее значение крутящего момента, $H \cdot M$; f_{kE}^n – деформация валов при T_{1n} , мкм; f_{kE}^{max} – деформация валов при максимальном крутящем моменте, мкм.

2. В блоке 6 использованы расчетные формулы из [18], позволяющие рассчитать предел изгибной выносливости через параметры упрочненного слоя при помощи коэффициента:

$$Y_{Fd} = \frac{1}{(1 - \Delta_{heff})^{(3\alpha_{\sigma} - 2)'}},\tag{2}$$

где Δ_{heff} – относительная толщина упрочненного слоя; α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений в основании зуба.

3. Блок 9 при помощи методов непараметрической статистики (метод Парзена-Розенблатта) восстанавливает фактические функции плотности распределения действующих и допускаемых изгибных напряжений.

Результаты

На рис 3 представлены результаты расчетов вероятности безотказной работы зубчатой передачи редуктора привода буровой установки [19], при этом функции плотности распределения восстановлены методами параметрической статистики (классический подход). Расчет выполнен по шестерни и по колесу при силовом перекосе 0° (рис. 3a), при силовом перекосе в 1' (рис. 3б) и при выборке значений перекоса (рис. 3e), рассчитанной по формуле (1), где перекос при номинальном значении равен 1' и среднем значении равном 75% от номинального (тяжелый режим работы).

Результаты расчетов показывают, что, если не учитывать силовой перекос (рис. 3a), вероятность безотказной работы колеса составляет 97,0%, что соответствует требованиям надежности к некоторым классам машин. При постоянном значении силового перекоса (рис. 3b) передача становится не пригодной для эксплуатации в заданных условиях. Переменное значение силового перекоса (рис. 3b) повышает вероятность безотказной работы передачи более чем на 25%.



Рис. 3. Расчет вероятности безотказной работы зубчатой передачи методами параметрической статистики: *a*) при силовом перекосе 0°; *б*) при силовом перекосе 1'; *в*) при переменном значении силового перекоса по формуле (1)

На рис. 4 представлены результаты расчетов вероятности безотказной работы той же зубчатой передачи, но по улучшенной методике. Как и при расчете по классическому походу наблюдается занижение значения вероятности безотказной работы при постоянном значении силового перекоса (рис. 4a) относительно результатов при переменном значении (рис 4δ).



Рис. 4. Расчет вероятности безотказной работы зубчатой передачи методами непараметрической статистики: *a*) при силовом перекосе 1'; *б*) при переменном значении силового перекоса по формуле (1)

Расчет с применением методов непараметрической статистики также позволил восстановить фактическую функцию плотности распределения действующих изгибных напряжений, которая соответствует тяжелому режиму нагружения передачи [19], что привело к снижению результатов расчетов вероятности безотказной работы (рис. 4) как по шестерни, так и по колесу, относительно результатов по классическому подходу (рис. 3).

Обсуждение

Результаты исследования показывают, что корректный учет силового перекоса в зацеплении оказывает значительное влияние на значение вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости. Стоит отметить, что рассчитанная передача действительно выходит из строя в результате поломки зубьев [19].

Заключение.

Улучшенная методика расчета вероятности безотказной работы по критерию изгибной выносливости впервые позволила учесть случайный характер силового перекоса в зацеплении зубьев при оценке надежности зубчатой передачи. Улучшение позволит на этапе проектирования передачи подобрать требуемую жесткость валов и корпуса передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Брагин В.В., Решетов Д.Н., Маурин Н.Н. Показатели изгибной прочности и жёсткости зубьев цилиндрических прямозубых колёс. Вестник машиностроения. 1987. № 11. С. 29-31.
- [2] Снесарев Г.А. Расчет редукторов на надежность. Вестник машиностроения. 1982. №4. С. 39-43.
- [3] Zhu C., Chen Sh., Liu H. Dynamic analysis of the drive train of a wind turbine based upon the measured load spectrum. 2014. Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 28 (6). pp. 2033-2040. DOI: 10.1007/s12206-014-0403-0.
- [4] ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. Москва : Изд-во стандартов. 1988. 125 с.
- [5] ISO 6336-1:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Switzerland: ISO. 2019. 109 p.
- [6] Антонов А.В., Гладышев Г.А. Расчет изгибных и контактных напряжений зубчатых колес с несимметричным профилем зуба методом конечных элементов. Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики. 2008. № 48. С. 160-167.
- [7] Дорофеев В.Л. Результаты приложения теории аналитических функций к высокоточному расчёту напряжённо-деформированного состояния зубьев зубчатых передач. 2015. Известия МГТУ МАМИ. Т. 4. № 3(25). С. 78-83.

- [8] Смагулова А.С., Кияшова А.М. Расчет зубчатых передач с применением конечно-элементного анализа в рамках пакета ANSYS WB. 2018. Наука и техника Казахстана. № 3. С. 39-47.
- [9] Sadek S., Olsson M. New models for prediction of high cycle fatigue failure based on highly loaded regions. 2014. International Journal of Fatigue. №66, pp. 101–110.
- [10] Сызранцева К.В., Бадертдинова А.Ф. Сопоставительная оценка изгибной прочности зубьев цилиндрических передач с эвольвентным контуром и равнопрочным контуром в программном комплексе ANSYS. 2019. Международный студенческий научный вестник. № 1. С. 52-63.
- [11] Castillo E., Fernandez-Canteli A. A Unified Statistical Methodology for Modeling Fatigue Damage. Springer Netherlands. 2009.
- [12] Olsson E., Olander A., Öberg M. Fatigue of gears in the finite life regime — Experiments and probabilistic modelling. Engineering Failure Analysis. 2016. № 62, pp. 276-286.
- [13] Karlén K., Olsson M. A probabilistic model for the entire (HCF) domain based on equivalent stress —simulations and experiments. 2012. International Journal of Fatigue. № 36 (1), pp. 9–17.
- [14] Brecher C., Löpenhaus C., Brimmers J., Henser J. Influence of the Defect Size on the Tooth Root Load Carrying Capacity. 2017. GEAR TECHNOLOGY. № November/December, pp. 92-100.
- [15] Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Muratov K.R. Computational and experimental method for determining the cyclogram parameters of the loading products. 2022. Procedia Structural Integrity. Vol. 40, pp. 411-417. – DOI 10.1016/j.prostr.2022.04.055.
- [16] Сызранцева К.В., Колбасин Д.С. Сопоставительная оценка расчетных и экспериментальных данных о напряженно-деформированном состоянии арочных зубьев колес цилиндрических передач. 2021. Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. Т. 24, № 1. С. 45-52. DOI 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52.
- [17] Лебедев С.Ю., Сызранцев В.Н. К расчету вероятности безотказной работы зубчатых цилиндрических передач. 2022. Diagnostics, Resource and Mechanics of materials and structures. № 3. С. 13-24.
- [18] Филипович С.И., Кравчук В.С., Литвинов А.М. Оценка циклостойкости поверхностно-упрочненных зубьев. 1989. Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Вып.48. С.30-34.
- [19] Лобачев А. А. Исследование нагруженности элементов редуктора системы верхнего привода. диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Санкт-Петербург. 2017. 166 с.

PROBABILITY OF FAILURE-FREE OPERATION OF CYLINDRICAL GEAR: BENDING ENDURANCE

Industrial University of Tyumen, Russia

Abstract

The article presents an improved method for calculating the probability of failure-free operation of a cylindrical involute gear according to the criterion of bending endurance. The main improvements are: taking into account the random nature of the misalignment angle in the meshing of the teeth, caused by the deformation of the gear elements (force misalignment); application of nonparametric statistics methods; taking into account the influence of the parameters of the hardened layer on the bending endurance limit of the teeth. Improvements increase the correctness of the probabilistic calculation and make the technique suitable for calculating gears with any parameters of the hardened layer.

Key words: probability of failure-free operation, non-parametric statistics, force misalignment.

REFERENCES

- [1] V.V. Bragin, D.N. Reshetov, N.N. Indicators of bending strength and stiffness of teeth of spur gears. Bulletin of mechanical engineering. 1987. No. 11. pp. 29-31. (rus.)
- [2] Snesarev G.A. Calculation of gearboxes for reliability. Bulletin of mechanical engineering. 1982. No. 4. pp. 39-43. (rus.)
- [3] Zhu C., Chen Sh., Liu H. Dynamic analysis of the drive train of a wind turbine based upon the measured load spectrum. 2014. Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 28 (6). pp. 2033-2040. DOI: 10.1007/s12206-014-0403-0.
- [4] GOST 21354-87. Transmission gear cylindrical involute. Strength calculation. Moscow: Publishing house of standards. 1988. 125 p. (rus.)
- [5] ISO 6336-1:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Switzerland: ISO. 2019. 109 p.
- [6] Antonov A.V., Gladyshev G.A. Calculation of bending and contact stresses of gears with asymmetric tooth profile by finite element method. Scientific and technical bulletin of the St. Petersburg State University of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2008. No. 48. pp. 160-167. (rus.)

- [7] Dorofeev V.L. Results of application of the theory of analytical functions to the high-precision calculation of the stress-strain state of gear teeth. 2015. Proceedings of MSTU MAMI. T. 4. No. 3(25). pp. 78-83. (rus.)
- [8] Smagulova A.S., Kiyashova A.M. Calculation of gears using finite element analysis within the framework of the ANSYS WB package. 2018. Science and technology of Kazakhstan. No. 3. pp. 39-47. (rus.)
- [9] Sadek S., Olsson M. New models for prediction of high cycle fatigue failure based on highly loaded regions. 2014. International Journal of Fatigue. №66, pp. 101–110.
- [10] Syzrantseva K.V., Badertdinova A.F. Comparative assessment of the bending strength of the teeth of cylindrical gears with an involute contour and an equal-strength contour in the ANSYS software package. 2019. International Student Scientific Bulletin. No. 1. S. 52-63. (rus.)
- [11] Castillo E., Fernandez-Canteli A. A Unified Statistical Methodology for Modeling Fatigue Damage. Springer Netherlands. 2009.
- [12] Olsson E., Olander A., Öberg M. Fatigue of gears in the finite life regime Experiments and probabilistic modelling. Engineering Failure Analysis. 2016. № 62, pp. 276-286.
- [13] Karlén K., Olsson M. A probabilistic model for the entire (HCF) domain based on equivalent stress – simulations and experiments. 2012. International Journal of Fatigue. № 36 (1), pp. 9–17.
- [14] Brecher C., Löpenhaus C., Brimmers J., Henser J. Influence of the Defect Size on the Tooth Root Load Carrying Capacity. 2017. GEAR TECHNOLOGY. № November/December, pp. 92-100.
- [15] Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Muratov K.R. Computational and experimental method for determining the cyclogram parameters of the loading products. 2022. Procedia Structural Integrity. Vol. 40, pp. 411-417. – DOI 10.1016/j.prostr.2022.04.055.
- [16] Syzrantseva K.V., Kolbasin D.S. Comparative evaluation of calculated and experimental data on the stress-strain state of the arched teeth of the wheels of cylindrical gears. 2021. Bulletin of IzhGTU named after M.T. Kalashnikov. T. 24, No. 1. pp. 45-52. DOI 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52. (rus.)
- [17] Lebedev S.Yu., Syzrantsev V.N. Calculation of probability of failure-free operation of gear cylindrical gears. 2022. Diagnostics, Resource and Mechanics of materials and structures. No. 3. pp. 13-24. (rus.)
- [18] Filipovich S.I., Kravchuk V.S., Litvinov A.M. Evaluation of the cycle resistance of surface-hardened teeth. 1989. Machine parts: Rep. interdepartmental sci.-tech. Sat. Issue 48. pp.30-34. (rus.)
- [19] Lobachev A. A. Investigation of the loading of the elements of the reducer of the top drive system. PhD dissertation. Saint Petersburg. 2017. 166 p. (rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 539.4:681.2 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-535

Е.Ю. Нефедьев¹, Л.О. Стояновский²

ИЗУЧЕНИЕ СВЯЗИ СИГНАЛОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ С РАЗМЕРАМИ МИКРОТРЕЩИН И РАЗМЕРАМИ СТРУКТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛИ



¹Евгений Юрьевич Нефедьев, ФГУП «Крыловский государственный научный центр» Россия, Санкт-Петербург Тел.: (911)241-1988, E-mail: ne246@ya.ru.



² Стояновский Лев Олегович, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (905)230-4149, E-mail: sto-lev@yandex.ru.

Аннотация

В работе исследуются зависимости между параметрами сигналов акустической эмиссии (АЭ), размерами зерен и размерами микротрещин в стали 08ГДНФЛ. Рассмотрено влияние структуры, созданной тремя термической обработки микротрещин, вариантами на размеры образующихся при пластической деформации до достижения предела текучести материала. Изучена взаимосвязь размеров образующихся микротрещин, с амплитудами генерируемых при этом сигналов АЭ. Получена единая зависимость амплитуды генерируемых сигналов АЭ от образующихся микротрещин, размера независящая OT варианта термической обработки.

Ключевые слова: термообработка, микроструктура, диаметр зерна, размер микротрещины, акустическая эмиссия, амплитуда сигнала АЭ, метод хорд Спектора, критерий Колмогорова.

Введение

Метод акустической эмиссии (АЭ) как метод неразрушающего контроля и способ изучения процессов разрушения в твердых телах 230

известен около ста лет [1,6,7-9,20]. Однако до сегодняшнего дня не существует единого мнения об источниках АЭ. На эту роль претендуют такие процессы как движение дислокаций, образование микротрещин, фазовые превращения, двойникование и другие механизмы [14,22-23]. Главной целью данного исследования была проверка гипотезы о том, что основным источником АЭ в конструкционных сталях являются процессы образования микротрещин. Второй целью было проверить влияние структуры на размеры образующихся микротрещин [2,3,21]. Решение данной задачи позволяет разрабатывать методики мониторинга за развитием макроскопических трещин в станинах прокатного стана, сосудах давления, трубопроводах и своевременно предупреждать о необходимости ремонта.

Было проведено исследование амплитудного состава сигналов АЭ во время деформировании образцов из стали 08ГДНФЛ при напряжениях не превышающих предел текучести. Оптическими методами исследовалось распределение по размерам ферритных зерен и перлитных колоний в стали и микротрещин на полированных поверхностях образцов во время действия растягивающих напряжений. Размеры трещин сопоставлялись с размерами структурных элементов и амплитудами сигналов АЭ. Сопоставления проводились методами непараметрической статистики с использованием критерия Колмогорова [10].

Методы

Для варьирования размера структурных элементов использовались различные режимы термической обработки (TO)

Обычно при описании структуры стали используют балл зерна. Для определения балла используют стандартные шкалы, которые характеризуют количество зерен располагающихся на определенной площади шлифа. Для детального сопоставления размеров трещин и зерен ПО диаметрам необходимы более тонкие методы, позволяющиеся сопоставлять их распределения по размерам. Одним из таких методов является Метод хорд Спектора [5]. Он состоит в изучении распределения хорд случайными линиями зеренной отсекаемых на структуре протравленного металлического шлифа. В стали 08ГДНФЛ существуют две структурные составляющие: ферритные зерна и перлитные колонии. Каждая подсчитывалась отдельно.

Механические испытания проводились на установке, позволяющей прикладывать растягивающее усилие и фотографировать полированную поверхность образца без разгрузки образца. Испытывались плоские образцы в форме двойной лопатки. Образцы доводились до напряжения равного 90% от предела текучести.

АЭ контроль осуществлялся в режиме линейной локации и пространственной фильтрации [16, 18-19]. Это позволяло отсекать помехи от захватов машины и исследовать сигналы АЭ только из рабочей части образца.

Проверка гипотез о соответствии амплитуд сигналов АЭ размерам микротрещин и взаимосвязи размеров трещин с размерами структурных элементов выполнялась методами непараметрической статистики с использованием критерия Колмогорова [10]. При сравнении двух распределений каждое делилось на одинаковое количество участков. Строились нормированные кумулятивные распределения, и искалось максимальное отклонение между ними. По таблицам определялись максимальные допустимые отклонения на уровне значимости 5%. При превышении величины максимального отклонения нулевая гипотеза о существовании связи между ДВУМЯ сравнимыми распределениями отвергалась.

Результаты

Различными исследователями показана важность границ зерен, как источников и стопоров микротрещин [1]. Но нет единого мнения на то, какой именно элемент структуры отвечает за образование микротрещин. Основная масса исследователей ограничивается изучением связи лишь среднего размера зерна с прочностными и пластическими свойствами [2]. Поэтому представляло большой интерес изучение влияния размера различных компонент поликристаллической структуры на размер образующихся микротрещин. Попутно необходимо было выяснить, сохраняется ли связь между размером микротрещин и амплитудой сигналов АЭ при изменении размера зерна. Сохранение такой связи подтвердило бы ее справедливость и показало бы, что основным источником дискретной АЭ конструкционных В сталях является образование микротрещин.

Изучение связи размеров микротрещин, образующихся при деформировании конструкционных сталей, с размерами структурных зерен, выполнено на стали 08ГДНФЛ, подвергнутой для этой цели трем различным режимам термической обработки для вариации величины структурных элементов.

Полученная перлитно-ферритная структура показана на рисунке 1.



Рис. 1. Ферритно-перлитные структуры, полученные термообработкой по первому, второму и третьему режимам соответственно, при увеличении в 250 раз.

Вид распределений ферритных зерен и перлитных колоний по хордам и диаметрам для заготовок, обработанных по второму режиму термообработки, показан на рис. 2.

Из рисунков видно, что в данном случае размеры ферритных зерен превышают размеры перлитных колоний. Кроме того, как и следовало ожидать, размеры зерен превышают размеры хорд для каждой структурной составляющей. Статистические сведения, позволяющие описать данные распределения для всех режимов термической обработки, представлены в табл. 1 (Fh - распределение по хордам ферритных зерен, Fd - распределение по диаметрам ферритных зерен, Ph - распределение по хордам перлитных колоний, Pd - распределение по диаметрам перлитных колоний).



Рис. 2. Распределение ферритных зерен и перлитных колоний по хордам в заготовке, обработанной по режиму №2. 1 – для перлита, 2 – для феррита.

Вариант термообработки	Параметр структуры	Наиболее вероятный размер зерна, мкм	Средний размер зерна, мкм	Стандартное отклонение, мкм
1	Fh	6	9	2
1	Fd	7	11	2
2	Fh	10	21	3
2	Fd	14	21	6
2	Ph	7	13	3
2	Pd	10	15	3
3	Fh	16	30	8
3	Fd	27	35	7
3	Ph	21	35	5
3	Pd	29	43	6

Таблица 1. Статистические параметры распределения размеров зерен

Образцы нагружались до предела текучести материала. Появившиеся микротрещины измерялись на образце, не снимая нагрузки (рис.3), регистрировались все микротрещины, начиная с размера 2 мкм. Для примера на рис. 3 показано распределение микротрещин по размерам в образце из партии № 2, обработанной по второму режиму термообработки.



Рис. 3. Микротрещины в нагруженном образце и их распределение по размерам

Параметры распределения микротрещин по размерам показаны в таблице № 2.

Вариант термообработки	Наиболее вероятный размер, мкм	Средний размер, мкм	Среднеквадратичное отклонение, мкм	
1	7.5	10	2	
2	14	19	6	
3	17	27	8	

Таблица 2. Параметры распределения микротрещин по размерам

Распределения по размерам зерен и микротрещин представлены на рис. 4.



Рис. 4. Распределения по размерам зерен и микротрещин

Для сравнения распределения микротрещин с распределением размеров структурных элементов использовался критерий Колмогорова.

Проверка гипотез о связи размеров микротрещин с размерами структурных элементов показала, что во всех трех партиях образцов с разными режимами термической обработки справедлива гипотеза о том, что размеры микротрещин определяются размерами хорд ферритных зерен. Распределение микротрещин подобно распределению случайных хорд, потому что микротрещина представляет собой случайную плоскость, делящую зерно на две части. Эта плоскость не обязательно должна быть диаметральной плоскостью. Поэтому след ее на поверхности шлифа представляет собой случайную хорду.

Рассмотрим данные об амплитудном распределении сигналов АЭ, полученных из зоны контроля образцов при их нагружении. Амплитудное

распределение сигналов по виду подобно распределению трещин по размерам и зерен по размерам и показано на рис. 5.



Рис. 5. Распределения сигналов АЭ по амплитудам для трех партий образцов

Наблюдается несомненное подобие распределений зерен, трещин и амплитуд сигналов АЭ.

Используя методику, описанную в [11], аппроксимировали связь амплитуды сигнала АЭ с размером трещины функцией вида:

$$\mathbf{A} = C\mathbf{1} * L^{c\mathbf{2}}.\tag{1}$$

Коэффициенты для трех партий по-разному термообработанных образцов, вычисленные по методу наименьших квадратов. Рассчитанные по данным коэффициентам зависимости амплитуды сигнала АЭ от размера образующейся микротрещины представлены ниже в порядке возрастания номера варианта термообработки:

$$A = 0.03 * L^{1.38}, (2)$$

$$A = 0.01 * L^{1.64}, (3)$$

$$A = 0.01 * L^{1.68}.$$
 (4)

В этих выражениях длина трещины выражается в микронах, а амплитуда сигнала АЭ - микровольтах. Показатель степени вычислялся обычным способом, описанным в [4]. Все полученные выражения, не внося большой ошибки, можно заменить одним выражением:

$$A = 0.02 * L^{1.5}, (5)$$

которое удовлетворительно описывает экспериментальные результаты.

Обсуждение

В данном исследовании на конкретном примере широко используемой 08ГДНЛ мы количественно проверили и конструкционной стали подтвердили две гипотезы. Первая гипотеза состоит в том, что микротрещины, образующиеся на начальном этапе деформирования при напряжениях, не превышающих 90% от предела текучести, определяются размерами структурных элементов. Именно в этом диапазоне напряжений работают почти все конструкции. Именно в этом при таких напряжениях мы обычно в соответствии с нормативными документами проводим перегрузочные испытания. Это гидравлические или периодические пневматические испытания для сосудов давления и трубопроводов. А также перегрузочные испытания для лифтов, подъемных кранов и другой грузоподъемной технике.

Использование количественной металлографии позволяет выявить влияние распределения структурных элементов материала по размерам. В обычной практике ограничиваются баллом зерна или его средним размером.

Понимание связи амплитуды сигналов АЭ и размеров микротрещин дает возможность проникнуть в природу излучения АЭ и разобраться в основах метода, а не ограничиваться шаблонными ссылками на недоказанные возможные источники АЭ.

Применение строгих методов непараметрической статистики с опорой на критерий одного из крупнейших математиков 20 века – Н. А. Колмогорова дает 95% процентную уверенность в справедливости сделанных заключений. Это позволяет разрабатывать методики АЭ контроля различного оборудования и технологических процессов, подобных методикам, описанных в следующих источниках [12, 14, 16, 15, 17, 21].

Заключение

Обобщая основные идеи статьи, можно утверждать, что, распределение трещин по размерам определяется распределением ферритных зерен на ранних стадиях деформации.

Существование единой зависимости амплитуды сигнала АЭ от размера возникающей микротрещины, но зависящей от размера структурных элементов, подтверждает выводы о том, что основным

источником сигналов АЭ в конструкционных сталях является возникновение микротрещин

Дальнейшие перспективы исследований могут включать проведение аналогичных экспериментов на других типах стали или материалов, детальное исследование влияния различных параметров термообработки на формирование трещин, и разработку современных методов диагностики и контроля состояния металлоконструкций на основе данных об акустической эмиссии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Грешников В. А., Дробот Ю. В. Акустическая эмиссия. Применение для испытаний материалов и изделий. М.: Изд-во стандартов, 1976. 272 с.
- [2] Орлов А. Н., Перевезенцев В. Н., Рыбин В. В. Границы зерен в металлах. М.: Металлургия, 1980. 156 с.
- [3] Мешков Ю. Я. Физические основы разрушения стальных конструкций Киев: Наукова думка, 1981 240 с.
- [4] Ирвин, Д. Ж. Основы теории роста трещин и разрушения / Д. Ж Ирвин, П. Парис // Разрушение. Т.З. / под ред. Г. Либовиц. – М.: Мир, 1976. – С. 17–66.
- [5] Салтыков С. А. Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1970 360 с.
- [6] Palmer I. G., Heald P. T. The Application of Acoustic Emission Measurement to Fracture Mechanics // Materials Science and Engineering. 1973. V. 11. pp. 181-184
- [7] Pollock A. A. Quantitative Evaluation of Acoustic Emission from Plastic zone Growth. Dunegan Endevco. Technical Report. D/E-76-8. 1976, 31p.
- [8] ГОСТ Р 52727-2007. Техническая диагностика. Акустико-эмиссионная диагностика. Общие требования.
- [9] Иванов В.И., Барат В.А. Акустико-эмиссионная диагностика: справ. М.: Изд. Дом «Спектр», 2017. 368 с.: ил.
- [10] Колмогоров А. Н. Теория вероятности и математическая статистика, М.: Наука, 1986. 535 с.
- [11] Нефедьев Е. Ю., Волков В. А., Кудряшов С. В., Ляшков А. И., Савельев В.Н. Связь размеров микротрещин с параметрами акустической эмиссии и структурой деформированной роторной стали, – Дефектоскопия, 1986, №3. – С. 41-44.
- [12] Papasalouros D, Bollas K., Ladis I, Aerakis E., Anastasopoulos A., Kourousis D. Novel AE monitoring of hydrogen induced damaged vessel and real time alarms. A case study // Proc. of 33rd European Conf. on AE testing, Senlis, France, 12-14 September 2018, pp.167-174.

- [13] Цзян Пэн, Ли Кайруи, Чжан Люинь, Ли Вэй, Янь Сяовэй, Определение параметров разрушения сосудов для хранения водорода под высоким давлением с помощью энтропии акустической эмиссии, – Дефектоскопия, 2022, №6. – С. 26-36
- [14] Гомера В. П., Смирнов А. Д., Нефедьев Е. Ю., Стояновский Л. О. Мониторинг развития расслоения в корпусе сосуда давления при его периодической инспекции // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 8-й Международной научно-практической конференции (MMESE-2019) / Под ред. А. Н. Евграфова и А. А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2019. – с. 237-249.
- [15] Gomera V., Nefedyev E., Smirnov A. On the Possibility of Production Defect-Free Welds Under Acoustic Emission Monitoring, In: A. Evgrafov, O.Egorova (ed.), International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol.11, N 5, May 2017, Special Issue on "Advances in Modern Mechanical Engineering Research", ISSN 1970-8734, , p.343-349.
- [16] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Determination of a Pre-destructive State During Hydraulic Testing of Steel Pipes with Defects by the Acoustic-Emission Method, In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-72929-9, Springer International Publishing AG – 2018, pp. 115-127.
- [17] Матвиенко Ю. Г., Васильев И. Е., Чернов Д. В., Иванов В. И., Елизаров С. В., Проблемы локации источников акустической эмиссии, – Дефектоскопия, 2021, №9. – С. 35-44
- [18] Petersen T. B., Shemyakin V. V, Chernigovsky V. Noise diagnostics at AE monitoring of hazardous industrial assets. Springer. Advances in Acoustic Emission Technology. Proceedings of the ISAE WCAE-2013 Shanghai, China, pp. 93-102.
- [19] Senkevich Yu. I, Duke V.A., Mishchenko M.A., Solodchuk A.A. Information approach to the analysis of acoustic and electromagnetic signals // E3S Web of Conferences. 2017. Vol. 20. 02012. 9 p.
- [20] EN 14584 Non-destructive testing Acoustic emission Examination of metallic pressure equipment during proof testing Planar location of AE sources.
- [21] Mishin V. M., Filippov G.A. Microstructural factors that decrease the local strength of grain boundaries in martensitic steels // Physics of Metals and Metallography, 2018. Vol. 119. № 5, pp. 504–509. DOI: 10.1134/S0031918X18050101
- [22] Прокопьев Л. А., Андреев Я. М., Лукин Е. С., Оценка степени опасности трещиноподобных дефектов на основе акустикоэмиссионного контроля при локальном низкотемпературном нагружении, – Дефектоскопия, 2022, №12. – С. 17-23

[23] Растегаев И. А., Ясников И. С., Растегаева И. И., Аглетдинов Э. А., Мерсон Д. Л., Оценка вероятности обнаружения акустикоэмиссионных сигналов методом амплитудной дискриминации при малом соотношении сигнал/шум, – Дефектоскопия, 2022, №3. – С. 3-12

E. Yu. Nefedyev¹, L. O. Stoyanovskiy²

STUDYING THE RELATIONSHIP BETWEEN ACOUSTIC EMISSION SIGNALS AND THE SIZES OF MICROCRACKS AND STRUCTURAL ELEMENTS IN STEEL

¹Krylov State Research Center, Russia; ²Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper explores the relationship between the parameters of acoustic emission (AE) signals, grain sizes and sizes of microcracks in steel 08GDNFL. It considers the impact of the structure, established by three variants of heat treatment, on the sizes of microcracks that form during plastic deformation until the yield strength of the material is reached. The correlation between the sizes of the formed microcracks and the amplitudes of the generated AE signals was analyzed. The study established a consistent relationship between the amplitude of the generated AE signals and the size of the resulting microcracks, a relationship that remains unaffected by the variation in heat treatment methods.

Key words: Heat treatment, microstructure, grain diameter, microcrack size, acoustic emission, AE signal amplitude, Spector's chord method, Kolmogorov's criterion.

REFERENCES

- Greshnikov V. A., Drobot Yu. V. acoustic emission. Application for testing materials and products. - M.: Publishing House of Standards, 1976. - 272 p.
- [2] Orlov A. N., Perevezentsev V. N., Rybin V. V. Grain boundaries in metals. M., Metallurgy, 1980, 156 p.
- [3] Meshkov Yu. Ya. Physical bases of destruction of steel structures. Kyiv, Naukova Dumka, 1981, 240 p.
- [4] Irvin, D. Zh. Fundamentals of the theory of crack growth and fracture / J. Irvin, P. Paris // Destruction. T.Z. / ed. G. Liebovitz. -M.: Mir, 1976. - S. 17-66.
- [5] Saltykov S. A. Stereometric metallography. M, Metallurgy, 1970, 360 p.
- [6] Palmer I. G., Heald P. T. The Application of Acoustic Emission Measurement to Fracture Mechanics // Materials Science and Engineering. 1973. V. 11. pp. 181-184
- [7] Pollock A. A. Quantitative Evaluation of Acoustic Emission from Plastic zone Growth. Dunegan Endevco. Technical Report. D/E-76-8. 1976, 31p.
- [8] GOST R 52727-2007. Technical diagnostics. Acoustic emission diagnostics. General requirements.
- [9] Ivanov V. I., Barat V. A. Acoustic emission diagnostics: Ref. M.: Ed. House "Spectrum", 2017. - 368 p.: ill.
- [10] Kolmogorov A. N. Probability theory and mathematical statistics, Moscow: Nauka, 1986, - 535 p.
- [11] Nefedyev E. Yu. Relationship between microcrack sizes and parameters of acoustic emission and the structure of deformed rotor steel, Defectoscopy, 1986, No. 3, p. 41-44.
- [12] Papasalouros D, Bollas K., Ladis I, Aerakis E., Anastasopoulos A., Kourousis D. Novel AE monitoring of hydrogen induced damaged vessel and real time alarms. A case study // Proc. of 33rd European Conf. on AE testing – Senlis, France – 12-14 September 2018 – pp.167-174.
- [13] Jiang Peng, Li Kairui, Zhang Luyin, Li Wei, Yan Xiaowei, Determination of the destruction parameters of vessels for storing hydrogen under high pressure using the entropy of acoustic emission, Defectoscopy, 2022, No. 6, pp. 26-36
- [14] Gomera V.P., Smirnov A.D., Nefediev E. Yu., Stoyanovsky L.O. Monitoring the development of delamination in the pressure vessel during its periodic inspection // Modern engineering: Science and education: Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference (MMESE-2019) / Ed. A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - St. Petersburg: Publishing House of the Polytechnic University, 2019. - pp. 237-249.
- [15] Gomera V., Nefedyev E., Smirnov A. On the Possibility of Production Defect-Free Welds Under Acoustic Emission Monitoring, In: A. Evgrafov, O. Egorova (ed.), International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol.11, N 5, May 2017, Special Issue on "Advances in Modern Mechanical Engineering Research", ISSN 1970-8734, pp. 343-349.

- [16] Nefedyev E., Gomera V., Smirnov A. Determination of a Predestructive State During Hydraulic Testing of Steel Pipes with Defects by the Acoustic-Emission Method, In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering, DOI 10/1007/978-3-319-72929-9, Springer International Publishing AG – 2018, Pp. 115-127.
- [17] Matvienko Yu. G., Vasiliev I. E., Chernov D. V., Ivanov V. I., Elizarov S. V., Problems of locating sources of acoustic emission, Defectoscopy, 2021, no. 9, pp. 35-44
- [18] Petersen T. B., Shemyakin V. V, Chernigovsky V. Noise diagnostics at AE monitoring of hazardous industrial assets. Springer. Advances in Acoustic Emission Technology. Proceedings of the ISAE WCAE-2013 Shanghai, China, pp.93-102.
- [19] Senkevich Yu. I., Duke V. A., Mishchenko M. A., Solodchuk A. A. Information approach to the analysis of acoustic and electromagnetic signals // E3S Web of Conferences. 2017. Vol. 20. 02012. 9 p.
- [20] EN 14584 Non-destructive testing Acoustic emission Examination of metallic pressure equipment during proof testing – Planar location of AE sources.
- [21] Mishin V.M., Filippov G.A. Microstructural factors that decrease the local strength of grain boundaries in martensitic steels // Physics of Metals and Metallography, 2018. Vol. 119. № 5, pp. 504–509. DOI: 10.1134/S0031918X18050101
- [22] Prokopiev L. A., Andreev Ya. M., Lukin E. S., Assessing the degree of danger of crack-like defects based on acoustic emission control under local low-temperature loading, Defectoscopy, 2022, no. 12, pp. 17-23
- [23] Rastegaev I. A., Yasnikov I. S., Rastegaeva I. I., Agletdinov E. A., Merson D. L., Evaluation of the probability of detecting acoustic emission signals by the amplitude discrimination method at a low signal-to-noise ratio, Defectoscopy, 2022, no. 3, pp. 3-12

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2023.

УДК 539.3:534.1 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-536

Г.В. Филиппенко

СРАВНЕНИЕ ПРОСТЕЙШИХ МОДЕЛЕЙ ОБОЛОЧЕК, НАГРУЖЕННЫХ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ЛОКАЛИЗОВАННЫХ МАСС



Георгий 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

Аннотация

Исследуются свободные гармонические колебания двух типов простейших оболочек: балки Бернулли – Эйлера и оболочки типа Кирхгофа – Лява, причем рассматриваются осесимметричные колебания последней. Обе оболочки нагружены периодической системой Анализируются вибрационные локализованных масс. поля, полосы пропускания, потоки энергии и его компоненты, как в окрестности локализованных масс, так и вне их. Исследуется отличие в поведении этих оболочек.

Ключевые слова периодическая оболочка, колебания оболочек, поток энергии.

Введение

Колебания периодических систем исследуются в связи с богатыми приложениями в технике и строительстве. Это один из важнейших элементов при моделировании различного рода волноводов, трубопроводов, строительных конструкций и т.д. [1–14]. Обширная библиография представлена, например, в [1].

Цель исследования – сравнение волновых процессов в двух простейших моделях оболочек: в балке Бернулли – Эйлера и в простейшей круговой

цилиндрической оболочке типа Кирхгофа – Лява [15 – 17], нагруженных периодической системой сосредоточенных масс.



Работа представляет собой продолжение исследований, где изучались нагруженные периодическими сосредоточенными массами оболочки [13, 14], а также их конечные сегменты периодичности [18]. Важной составляющей этого исследования является анализ потоков энергии и его компонент в оболочке [13, 20 – 24].

1. Бесконечная периодическая балка Бернулли-Эйлера

Рассмотрим свободные изгибные колебания бесконечно протяженной балки Бернулли-Эйлера. Балка, с изгибной жесткостью D_c и погонной плотностью μ , нагружена бесконечной периодической системой одинаковых точечных масс (грузиков) с объемной массой *m*, находящихся на расстоянии *l* друг от друга. Введем систему координат, где ось *x* совпадает с осью балки. Зависимость всех процессов от времени предполагаем гармонической, а временной фактор $\exp\{-i\omega t\}$ условимся всюду опускать. В качестве переменной, описывающей вибрационное поле, выберем смещение балки *u*. Рассмотрим безразмерную запись уравнения колебаний такой балки

$$u'''(x) - k^{4} \left(1 + M \sum_{j = -\infty}^{+\infty} \delta(x - j) \right) u(x) = 0; \quad x \in (-\infty, +\infty)$$
(1)

Здесь введены безразмерные переменные — безразмерное волновое число k и приведенная масса M точечного включения: $k^4 = \frac{\mu \omega^2 l^4}{D_c}$, $M = \frac{m}{\mu l}$. За безразмерной координатой x/l и смещением u/l сохраним прежние обозначения x и u. Заметим, что при таком обезразмеривании массовые включения расположены в целочисленных точках ($x \in \mathbb{Z}$).



Решение Флоке данного уравнения хорошо известно и строится [13]. B результате приходим методом сшивания уравнению, К связывающего параметры *M*, *k* и множитель Флоке *β*. Задавая значения массы *M* и требуя вещественность β решаем это уравнение относительно *k*. В итоге получаем бесконечный набор волновых чисел, служащих границами зон пропускания и запирания. Перебирая всевозможные $M \in (0, +\infty)$, получаем набор кривых на плоскости (M, k) (рис. 1a), отделяющих полосы пропускания (ПП) (маркированы римскими цифрами здесь, а также на рис. 6а) и дополнительные к ним области – полосы запирания.

Для фиксированных *M* и *k* получаем решение задачи в виде обобщенных смещений (смещения и поворота) и обобщенных сил (перерезывающей силы и момента) [15], которые можно использовать для нахождения, усредненного за период колебания $T = 2\pi/\omega$, потока энергии *S* в балке вдоль оси *x*. Этот поток можно представить в виде суммы двух компонент

$$S = S_n + S_p; \quad S_n = \frac{\omega}{2} D_c \operatorname{Im}\left(\overline{u^{"}u}\right), \quad S_p = -\frac{\omega}{2} D_c \operatorname{Im}\left(\overline{u^{"}u}\right).$$
(2)

Здесь компоненты S_n (будем называть её изгибной, чтобы согласовать обозначения со следующим разделом) и S_p (будем называть её моментной) имеют смысл средней за период колебания работы перерезывающих сил $D_c u^{"}$ и момента $-D_c u^{"}$ на смещениях u и поворотах элементарных участков балки $u^{'}$, соответственно, в сечении балки в точке x, за единицу времени. Заметим, что поток энергии не зависит от координаты x, вследствие отсутствия потерь энергии в балке.

В дальнейшем, при численных расчетах, поток энергии и его компоненты будем нормировать на поток энергии $\frac{\omega}{2}D_c 2k^3|A|^2$ однородной волны Ae^{ikx} , бегущей по балке без сосредоточенных масс (сохраним обозначения S, S_n, S_p для нормированного потока энергии и его компонент). Отметим, что изгибная и моментная компоненты потока энергии такой однородной волны равны между собой и не зависят от координаты *x*.

Численный анализ

На рис. 16, 66 представлен нормированный поток энергии S, на рис. 56 приведена зависимость компоненты потока энергии S_n, а на рис. 4a, 5a зависимость отношения компонент потока энергии S_n / S_p , как функций безразмерного волнового числа к. Далее, на рис. 2, 3, 7а изображена зависимость нормированных модулей комплексных смещений и поворотов от координаты x (кривые 1 и 2, соответственно). А на рис. 4б зависимость нормированных модулей комплексных перерезывающих сил и моментов от координаты x (кривые 1 и 2, соответственно). Для краткости, нормированные модули этих комплексных величин будем называть амплитудами. Нормировка производится максимум на модуля комплексных смещений и перерезывающих сил, соответственно.

Можно отметить, что с ростом массы грузиков ширина ПП и поток энергии в них уменьшается (рис. 16), причем наибольшие изменения происходят в первой ПП. А начиная со второй ПП, в достаточно широком диапазоне изменения масс, кривые мало отличаются друг от друга. Так, уже кривые для масс M = 10.0 и M = 100.0 практически неразличимы в масштабе этого рисунка. Это можно объяснить тем, что исходя из общефизического принципа, балка стремится ослабить воздействие на нее присоединенных масс, "пытаясь" посадить их в псевдоузлы [13] волны Флоке, в которых смещение хотя и не нулевое, как в узле стоячей волны, но по сравнению с остальными точками - минимальное. Чем больше масса грузиков, тем более маленькую амплитуду их колебаний "стремится" совершать система, причем с ростом безразмерной частоты w и, соответственно, уменьшением длин волн, это ей сделать "проще". Однако

это "удается" для полос, начиная только со второй. Так, для второй полосы пропускания увеличение массы с M = 1.0 (рис. 2a) до M = 10.0 (рис. 2б), приводит от первоначально ненулевых амплитуд смещений грузиков к почти нулевым значениям (в масштабе графика) этих амплитуд (точки x = 0.0, 1.0). А для первой полосы, такого эффекта в этих точках не наблюдается (рис. 3а, 3б). Наоборот, в этих точках амплитуда смещений наибольшая. Это объясняется тем, что в первой ПП, ввиду слишком длинных волн, балке "не удается" обеспечить подобное расположение точечных масс, поэтому влияние локализованных включений, с ростом их нарастает. Здесь можно воспользоваться аналогией масс, между колебаниями бесконечной периодической системы и ее симметричным сегментом периодичности. Подобный эффект наблюдается при колебаниях конечного симметричного сегмента такой балки, когда для первой моды такое локализованное массовое включение оказывается в пучности стоячей волны, а не узле, как для более высоких мод [13].



Анализ компонент потока энергии позволяет получить дополнительную информацию. На сечении x = 0.0, где находится один из грузиков, можно отметить убывание влияния изгибной компоненты потока энергии S_n по сравнению с моментной компонентой S_p , как с ростом частоты, так и с ростом массы грузика (рис. 4а). Анализ кривых на этом графике позволяет получить и приближенную формулу для вычисления величины S_p/S_n (начиная со второй ПП) на рассмотренном сечении: $S_p/S_n \approx 1+0.5M k$, которая обеспечивает относительную погрешность $\approx 8\%$ во второй ПП и $\approx 2\%$ в ПП, начиная с третьей (в диапазонах рассмотренных параметров).

Заметим, что приведенное выше рассуждение о малости смещений грузиков, которые система стремится посадить в псевдоузлы, не было бы достаточным для предсказания такого убывания изгибной компоненты, т.к.

амплитуда перерезывающей силы, наоборот, остается больше амплитуды момента (рис. 4б) на этих сечениях. То обстоятельство, что компонента потока энергии, как и поток энергии, учитывают не только величины обобщенных смещений и сил, но и сдвиг фазы между ними, помогает выявить доминирующий процесс.

Также, того обстоятельства, что в первой ПП грузики находятся в псевдопучностях волны Флоке (рис. 3а, б), не было бы достаточно для предсказания существенности работы перерезывающей силы на этих смещениях для всего диапазона масс грузиков. Это вызвано тем, что в этой точке амплитуды смещений (кривые 1) остаются меньше амплитуды поворотов балки (кривые 2) и только то обстоятельство, что компонента потока S_n остается существенной в этой полосе, показывает значимость работы этой силы (рис. 4а).



Отметим, что в сечениях балки, отличных от тех, где находятся грузики, возможно и иное поведение компонент потока энергии. В частности, возможна смена знаков у компонент потока энергии Внутри ПП, что приводит к равенству нулю одной из компонент потока энергии. Так, например, на сечении x=0.9, внутри первой ПП происходит зануление компоненты S_n (рис. 5а, пересечение кривых 2,3,4 с осью абсцисс). При этом вблизи границы первой ПП ($w \approx 3.0$), имеет место относительный рост этой компоненты при M = 0.1 (рис. 5а), при общем стремлении потока энергии к нулю на границах ПП (рис. 16). Также отметим, что с ростом частоты вклад обеих компонент на этом сечении становится практически одинаковым, но противоположным по знаку $S_n/S_n \approx -1$ (рис. 5а). Пример зануления компоненты S_p , на сечении x = 0.5, приведен на рис. 56 (пересечение кривых 1,2 с осью абсцисс внутри второй ПП).

Рассмотренные эффекты частично отмечены в статье [13], а здесь они более детально исследованы, в том числе с использованием анализа компонент потока энергии, что будет полезно и для следующей задачи, аналогичной рассмотренной, но с заменой уравнения колебаний балки на редуцированное уравнение колебаний цилиндрической оболочки.

2. Осесимметричные колебания периодической оболочки

Рассмотрим свободные колебания бесконечной круговой цилиндрической оболочки типа Кирхгофа – Лява [15 – 17].



a) Относительная роль компоненты потока 5) Компонента потока энергии S_p . энергии S_n . Сечение x = 0.9. 6) Компонента потока энергии S_p .

Направим ось вдоль оси цилиндра. Введем следующие x $c_s = \sqrt{Eh/((1-v^2)\rho)}$ — скорость распространения обозначения: волн деформации срединной поверхности цилиндрической оболочки, Е, v и р. — модуль Юнга, коэффициент Пуассона и объемная плотность материала оболочки соответственно, *h* — толщина оболочки, $\rho = \rho_s h - e \ddot{e}$ поверхностная *R* — радиус срединной поверхности плотность. цилиндрической оболочки. Ha оболочки сечениях x = jl, $j \in \mathbb{Z}$ расположены сосредоточенные нагрузки в виде «массовых поясков» нулевой ширины и погонной массой µ, взаимодействующие с оболочкой только по нормали. Тем самым оболочка становится периодической с ячейкой периодичности длины *l* [14]. Дополнительно установим безразмерные параметры: безразмерную частоту $w = \omega R/c_s$ и параметр, характеризующий относительную толщину оболочки $\alpha^2 = (1/12)(h/R)^2$. Введем безразмерные сосредоточенные массы $M = \frac{2\pi R \mu}{2\pi R l \rho}$ равные отношению соответствующей инерционной массы пояска к массе ячейки периодичности оболочки без него. Расстояние между поясками *l*, координату *x* и смещение u_n сделаем безразмерными, нормировав их на радиус оболочки *R* и сохранив за ними прежние обозначения.

Ограничимся рассмотрением осесимметричных колебаний такой оболочки и, дополнительно, положим коэффициент Пуассона равным нулю. В этом случае уравнение чисто изгибных колебаний отделяется от остальных двух уравнений системы уравнений, описывающих баланс сил в оболочке. Запишем его в безразмерном виде:

$$\left(-\alpha^{2}\frac{d^{4}}{dx^{4}}-\alpha^{2}-1+w^{2}\left(1+lM_{n}\sum_{j=-\infty}^{+\infty}\delta(z-jl)\right)\right)u_{n}=0, \quad M=\frac{\mu}{\rho R l}, \quad w^{2}=\frac{\omega^{2}R^{2}}{c_{s}^{2}}.$$
 (3)

Для расчета представленных графических зависимостей в Фортране безразмерные параметры оболочки взяты следующие: h/R = 0.01, l/R = 4, так что массовые пояски находятся в точках с координатами x = 4n, $n \in \mathbb{Z}$.



Уравнение (3) имеет вид аналогичный виду уравнения колебаний балки (1), но с некоторыми отличиями. В частности, в (3) присутствуют безразмерные параметры α и *l*. Наличие параметра α приводит к тому, что чисто изгибные бегущие волны в такой оболочке имеют частоту отсечки $w \equiv w_c = \sqrt{1 + \alpha^2} \approx 1,00005$ (рис. 6а, 6б), ниже которой они существовать не могут. Тем самым первая ПП для такой оболочки становится более высокочастотной, чем для балки. И оболочке, за счет большего числа

полуволн, теперь "удается" посадить массовые пояски в псевдоузлы (рис.7а). Приведенное рассуждение подтверждается численно приведенной на рис. 6б зависимостью интегрального потока энергии от частоты для первых двух ПП. Не наблюдается уменьшение потока энергии в первой ПП, по сравнению со второй ПП, с ростом массы включения, в отличие от рассмотренной выше модели с балкой.

Заметим, что в отличие от балки, на сечениях, где находится сосредоточенная масса, наблюдается относительный рост изгибной компоненты потока энергии с ростом частоты, причем начиная уже с первой ПП (рис. 76). Однако даже относительно небольшие массы поясков периодической оболочки ($M \approx 10^{-4}, 10^{-3}$; рис. 6а, 6б) вызывают существенное сужение ПП, а также приводят к уменьшению вклада изгибной компоненты (рис. 76) по сравнению со случаем однородной оболочки, где влияние обеих компонент одинаково [19].



В общем случае осесимметричных колебаний оболочки картина усложняется наличием продольных волн. Последние могут существовать и ниже частоты отсечки чисто изгибных волн за счет "перевязки" этих двух типов волн коэффициентом Пуассона v. Соответственно, ниже частоты отсечки будут существовать смешанные продольно-изгибные волны, причем относительная роль компонент потока энергии (продольной и изгибной) в интегральном потоке будет зависеть от параметров задачи. Тем не менее, можно предположить, что, во-первых, ниже частоты отсечки будет доминировать продольная компонента потока энергии над изгибной. А во-вторых, для частот выше частоты отсечки, когда в процесс переноса активнее включаются изгибные волны, механизма относительного

ослабления потока энергии, подобного механизму ослаблению потока энергии в первой ПП периодической балки с ростом сосредоточенной массы, наблюдаться не будет.

Выводы

Проведено сравнение волновых процессов в двух моделях оболочек (балки и редуцированной модели цилиндрической оболочки), нагруженных периодической системой сосредоточенных масс, с анализом вибрационных полей (обобщенных смещений и сил) и потоков энергии и его компонент. То, что поток энергии и его компоненты учитывают не только величины обобщенных смещений и сил, но и сдвиг фазы между ними, помогло определить и оценить доминирующие процессы, а также выявить различие в поведении этих моделей с ростом частоты и массы локализованных включений.

Вычисления показывают, что в отдельных сечениях обеих моделей возможно зануление работы перерезывающей силы на смещениях оболочек или зануление работы момента на поворотах элементарных элементов оболочек.

Для балки получена приближенная формула для вычисления отношения компонент потока энергии, как функции безразмерного волнового числа и приведенной массы сосредоточенного включения (на сечении, где находится локализованная масса).

Проведенное исследование может быть полезно при проектировании конструкций, содержащих периодические оболочки (трубопроводы, различные волноводы и т.д.) и для определения благоприятных режимов их работы за счет правильного подбора параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Mead D.J. Wave propagation in continuous periodic structures: Research contribution from Southampton, 1964-1995. 1996. Journal of Sound and Vibration, 190(3). pp. 495-524. Doi: 10.1006/jsvi.1996.0076
- [2] Olhoff N., Niu B., Cheng G. Optimum design of band-gap beam structures.
 2012. International Journal of Solids and Structures, 49. pp. 3158-3169. https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2012.06.014.
- [3] Sorokin S.V., Ershova O.A. Plane wave propagation and frequency band gaps in periodic plates and cylindrical shells with and without heavy fluid loading. 2004. Journal of Sound and Vibration, 278(3). pp. 501–526. Doi: 10.1016/j.jsv.2003.10.042.
- [4] Sorokin S.V., Broberg P.H., Steffensen M.T., Ledet L.S. Finite element modal analysis of wave propagation in homogeneous and periodic

waveguides. 2022. International Journal of Mechanical Sciences, 227(1), 107444. Doi: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107444.

- [5] Sorokin S.V., Gautier F., Pelat A. A hierarchy of models of axisymmetric wave propagation in a fluid-filled periodic cylindrical shell composed of high-contrast cells. 2020. Mechanical Systems and Signal Processing, 136, 106487. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106487.
- [6] Rezaei A.S., Carcaterra A., Sorokin S.V., Hvatov A., Mezzani F. Propagation of waves in nonlocal-periodic systems. 2021. Journal of Sound and Vibration, 506, 116156. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116156.
- Jensen J.S. Phononic band gaps and vibrations in one- and two-dimensional mass-spring structures. 2003. Journal of Sound and Vibration, 266(5). pp. 1053-1078. Doi: 10.1016/S0022-460X(02)01629-2.
- [8] Du J., Olhoff N. Topological design of freely vibrating continuum structures for maximum values of simple and multiple eigenfrequencies and frequency gaps. 2007. Structural and Multidisciplinary Optimization, 34(2). pp. 91-110. Editors Erratum in 34:91. Doi: 10.1007/s00158-007-0101-y.
- [9] Filippenko G.V. The location of pass and stop bands of an infinite periodic structure versus the eigenfrequencies of its finite segment consisting of several 'periodicity cells'. 2013. 4th ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering COMPDYN 2013, Kos Island, Greece, 12–14 June 2013. – CD format, paper №1690. 12 pages. pp. 2220-2231 https://files.eccomasproceedia.org/papers/compdyn-2013/C1690.pdf.
- [10] Dickow K.A., Brunskog J., Ohlrich M. Modal density and modal distribution of bending wave vibration fields in ribbed plates. 2013. J. Acoust. Soc. Am., 134(4). pp. 2719–2729. <u>https://doi.org/10.1121/1.4818889.</u>
- [11] Hvatov A., Sorokin S. Free vibrations of finite periodic structures in passand stop-bands of the counterpart infinite waveguides. 2015. Journal of Sound and Vibration, 347. pp. 200–217, http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.03.003.
- [12] Zhuchkova M.G. Wave propagation in a floating elastic plate with a periodic support. 2016. Proc. of the International Conference "Days on Diffraction 2016, June 27 - July 1. St. Petersburg, Russia. pp. 455-460. Doi: 10.1109/DD.2016.7756893.
- [13] Филиппенко Г.В. Изгибные волны в балке с периодически расположенными точечными массами//Вычисл.мех.сплош.сред.-2015.-Т.8, №2.-С. 153-163. <u>http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2015.8.2.13</u>
- [14] Filippenko G.V. Waves processes in the periodically loaded infinite shell.
 2019. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 11-20. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2.

- [15] Елисеев В.В. Механика упругих тел. 2003. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 336 с.
- [16] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Lagrangian mechanics of classical shells: theory and calculation of shells of revolution. 2018. In: Shell Structures: Theory and Applications. Vol. 4. Proceedings of the 11th International conference. Published by Taylor & Francis Group, London. pp. 73–76.
- [17] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations. 2017. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2016. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 165-176. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.
- [18] Filippenko G.V., Zinovieva T.V. Axisymmetric Vibrations of the Cylindrical Shell Loaded with Pointed Masses. 2021. In: A. Evgrafov (ed.), 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.
- [19] Filippenko G.V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. 2017. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2016. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 57-64. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.
- [20] Filippenko G.V. Waves with the negative group velocity in the cylindrical shell, filled with compressible liquid. 2018. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 93-104. Doi: 10.1007/978-3-319-72929-9.
- [21] Вешев В.А., Коузов Д.П., Миролюбова Н.А. Потоки энергии и дисперсия нормальных волн изгибного типа в балке крестообразного профиля. 1999. Акустический журнал, 45(3). с. 331 337.
- [22] Коузов Д.П., Миролюбова Н.А. Локальные потоки энергии вынужденных колебаний тонкой упругой полосы. 2012. Вычислительная механика сплошных сред (ВМСС), 5(4), с.397-404. Doi: http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2012.5.4.47.
- [23] Sorokin S.V. Analysis of vibrations and energy flows in sandwich plates bearing concentrated masses and springlike inclusions in heavy fluid loading conditions. 2002. Journal of Sound and Vibration, 253. pp. 485– 505. Doi: 10.1006/jsvi.2001.4065.
- [24] Sorokin S.V., Nielsen J.B., Olhoff N. Green's matrix and the boundary integral equations method for analysis of vibrations and energy flows in cylindrical shells with and without internal fluid loading. 2004. Journal of Sound and Vibration, 271(3–5). 815–847. Doi: 10.1016/S0022-460X(03)00755-7.

COMPARISON OF THE SIMPLEST SHELL MODELS LOADED BY A PERIODIC SYSTEM OF LOCALISED MASSES

Institute of Mechanical Engineering, St.-Petersburg, Russia Saint Petersburg State University, St.-Petersburg, Russia

Abstract

Free harmonic vibrations of two types of the simplest shells are investigated: Bernoulli - Euler beam and Kirchhoff - Love type shell. The axisymmetric vibrations of the latter are considered. Both shells are loaded by the periodic system of localized masses. The vibrational fields, transmission bands, energy fluxes and their components are analyzed in the vicinity of the localized masses and outside them. The difference in the behaviour of these shells is investigated. *Key words:* Periodic shells, vibrating shells, energy flux.

REFERENCES

- [1] Mead D.J. Wave propagation in continuous periodic structures: Research contribution from Southampton, 1964-1995. 1996. Journal of Sound and Vibration, 190(3). pp. 495-524. Doi: 10.1006/jsvi.1996.0076.
- [2] Olhoff N., Niu B., Cheng G. Optimum design of band-gap beam structures. 2012. International Journal of Solids and Structures, 49. pp. 3158-3169. https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2012.06.014.
- [3] Sorokin S.V., Ershova O.A. Plane wave propagation and frequency band gaps in periodic plates and cylindrical shells with and without heavy fluid loading. 2004. Journal of Sound and Vibration, 278(3). pp. 501–526. Doi: 10.1016/j.jsv.2003.10.042.
- [4] Sorokin S.V., Broberg P.H., Steffensen M.T., Ledet L.S. Finite element modal analysis of wave propagation in homogeneous and periodic waveguides. 2022. International Journal of Mechanical Sciences, 227(1), 107444. Doi: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107444.
- [5] Sorokin S.V., Gautier F., Pelat A. A hierarchy of models of axisymmetric wave propagation in a fluid-filled periodic cylindrical shell composed of high-contrast cells. 2020. Mechanical Systems and Signal Processing, 136, 106487. https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106487.
- [6] Rezaei A.S., Carcaterra A., Sorokin S.V., Hvatov A., Mezzani F. Propagation of waves in nonlocal-periodic systems. 2021. Journal of Sound and Vibration, 506, 116156. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2021.116156.

- [7] Jensen J.S. Phononic band gaps and vibrations in one- and two-dimensional mass-spring structures. 2003. Journal of Sound and Vibration, 266(5). pp. 1053-1078. Doi: 10.1016/S0022-460X(02)01629-2.
- [8] Du J., Olhoff N. Topological design of freely vibrating continuum structures for maximum values of simple and multiple eigenfrequencies and frequency gaps. 2007. Structural and Multidisciplinary Optimization, 34(2). pp. 91-110. Editors Erratum in 34:91. Doi: 10.1007/s00158-007-0101-y.
- [9] Filippenko G.V. The location of pass and stop bands of an infinite periodic structure versus the eigenfrequencies of its finite segment consisting of several 'periodicity cells'. 2013. 4th ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering COMPDYN 2013, Kos Island, Greece, 12–14 June 2013. – CD format, paper №1690. 12 pages. pp. 2220-2231 https://files.eccomasproceedia.org/papers/compdyn-2013/C1690.pdf.
- [10] Dickow K.A., Brunskog J., Ohlrich M. Modal density and modal distribution of bending wave vibration fields in ribbed plates. 2013. J. Acoust. Soc. Am., 134(4). pp. 2719–2729. https://doi.org/10.1121/1.4818889.
- [11] Hvatov A., Sorokin S. Free vibrations of finite periodic structures in passand stop-bands of the counterpart infinite waveguides. 2015. Journal of Sound and Vibration, 347. pp. 200–217, http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.03.003.
- [12] Zhuchkova M.G. Wave propagation in a floating elastic plate with a periodic support. 2016. Proc. of the International Conference "Days on Diffraction 2016, June 27 - July 1. St. Petersburg, Russia. pp. 455-460. Doi: 10.1109/DD.2016.7756893.
- [13] Filippenko G.V. The banding waves in the beam with periodically located point masses. 2015. Vycisl. meh. splos. sred - Computational Continuum Mechanics, 8(2). pp. 153-163. Doi: 10.7242/1999-6691/2015.8.2.13. (rus.)
- [14] Filippenko G.V. Waves processes in the periodically loaded infinite shell.
 2019. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 11-20. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2.
- [15] Eliseev V.V. Mechanics of Deformable Solids. 2003. St. Petersburg, Polytechnic University Press. 336 p. (rus).
- [16] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Lagrangian mechanics of classical shells: theory and calculation of shells of revolution. 2018. In: Shell Structures: Theory and Applications. Vol. 4. Proceedings of the 11th International conference. Published by Taylor & Francis Group, London. pp. 73–76.
- [17] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations. 2017. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical

Engineering. MMESE 2016. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 165-176. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.

- [18] Filippenko G.V., Zinovieva T.V. Axisymmetric Vibrations of the Cylindrical Shell Loaded with Pointed Masses. 2021. In: A. Evgrafov (ed.), 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.
- [19] Filippenko G.V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. 2017. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2016. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 57-64. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.
- [20] Filippenko G.V. Waves with the negative group velocity in the cylindrical shell, filled with compressible liquid. 2018. In: A. Evgrafov (ed.), Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Switzerland. pp. 93-104. Doi: 10.1007/978-3-319-72929-9.
- [21] V.A. Veshev, D.P. Kouzov, N.A, Mirolyubova. Energy flows and dispersion of the normal bending waves in the X-shaped beam. 1999. Akusticheskij Zhurnal, 45(3). pp. 331-337. (rus.)
- [22] D.P. Kouzov, N.A. Mirolubova, Local energy fluxes of forced vibrations of a thin elastic band. 2012. Vycisl. meh. splos. sred – Computational Continuum Mechanics, 5(4). pp. 397-404. (rus.) <u>http://dx.doi.org/10.7242/1999-6691/2012.5.4.47</u>.
- [23] Sorokin S.V. Analysis of vibrations and energy flows in sandwich plates bearing concentrated masses and springlike inclusions in heavy fluid loading conditions. 2002. Journal of Sound and Vibration, 253. pp. 485– 505. Doi: 10.1006/jsvi.2001.4065.
- [24] S.V. Sorokin, J.B. Nielsen, N. Olhoff. Green's matrix and the boundary integral equations method for analysis of vibrations and energy flows in cylindrical shells with and without internal fluid loading. 2004. Journal of Sound and Vibration, 271(3–5). 815–847. Doi: 10.1016/S0022-460X(03)00755-7.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ ПРЕСС, 2023.

УДК 620.1 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-537

А.Ю. Рябикин¹, М.А. Скотникова², Г.В. Иванова³

КАРТА РЕЖИМОВ ИЗНАШИВАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ СТАЛЕЙ



¹ Алексей Юрьевич Рябикин, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург, Тел.: (952)358-6974, E-mail: ryabikin-98@mail.ru ² Маргарита Александровна Скотникова, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург,

Тел.: (812)552-6429, E-mail: skotnikova@mail.ru

³ Галина Валерьевна Иванова,

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург,

Тел.: (812)552-6429, E-mail: galura@yandex.ru

Аннотация

Проведены трибологические испытания на машине трения СМЦ-2 по схеме «Ролик – Абразивный ролик», без смазки. Построена упрощенная карта режимов изнашивания износостойких сталей (Hardox 550, Hardox 500, Hardox 450), по сравнению с конструкционной сталью 09Г2С, по методу Лима - Эшби и Виллиамса. Выделены зоны критического, сильного и умеренного изнашивания. Получены сравнительные результаты сталей по механическим свойствам, износу, интенсивности изнашивания и контактной температуре. Проведены металлографические исследования поверхностей образцов до и после испытаний. Установлены механизмы износа.

Ключевые износостойкость, слова: карта режимов изнашивания, механизм износа, машина трения, сталь, абразивный износ.

Введение

Абразивный износ машин и оборудования хорошо известен, и ученые

всего мира исследуют это явление, пытаясь подобрать материалы, режимы работы узлов трения с целью уменьшить его. Развитие существующих и внедрение новых технологий защиты от изнашивания позволяют снизить затраты на ремонт оборудования, увеличить срок его службы [1-4].

Наибольшему разрушению обычно подвержены поверхности в открытых парах трения, например, применяемые в дорожном строительстве: ковши экскаваторов, детали бульдозеров и самосвалов, дробилки, разравниватели, грейдеры (рис. 1).



Рис. 1. Изношенные абразивом зубья ковша экскаватора

Помимо внедрения различных способов упрочнения таких, как нанесение защитных покрытий, наплавок, электрохимической защиты, термической обработки, [5-8], необходимо использовать новые подходы для закономерностей, выявления общих построения карт (диаграмм) изнашивания в зависимости от нагрузки, температуры, интенсивности скольжения. скорости Такой подход изнашивания И позволяет предсказывать правильное направление выбора эксплуатационных режимов для повышения износостойкости трибоузлов машин и оборудования [9 - 12].

Целью работы являлось построение карты интенсивности изнашивания износостойких сталей на основании результатов трибологических испытаний и установления корреляций между свойствами сталей и режимами изнашивания.

Методы и материалы

В качестве материала для исследования были выбраны три износостойкие стали марки Hardox (Hardox 550, Hardox 500, Hardox 450) по сравнению с обычной конструкционной сталью 09Г2С, химический состав которых представлен в таблице 1.

Мелкозернистые горячекатаные стали Hardox после закалки и отпуска обладали твердостью 550, 500, 450 HB, соответственно. Твердость стали 09Г2С составляла 151 HB.

Материал	С	Si	Mn	Р	S	Cr	Al	Мо
Hardox 550	0.183	0.143	0.927	0.012	0.001	0.077	0.043	0.071
Hardox 500	0.223	0.225	0.877	0.011	0.006	0.830	0.055	0.03
Hardox 450	0.102	0.175	0.655	0.01	0.004	0.921	0.056	0.036
09Г2С	0.099	0.518	1.31	0.021	0.008	0.075	0.003	0.017

Таблица 1. Химический состав исследованных сплавов

Стали Hardox обладают уникальным сочетанием высокой твёрдости, прочности и вязкости, что позволяет им противостоять многим видам без пластической износа, выдерживать удары деформации И растрескивания. Благодаря этому, срок эксплуатации изделий И конструкций из Hardox в пять раза выше, чем y аналогичного металлопроката из других марок сталей [13, 14].

Триботехнические испытания проводились на стандартной Машине трения СМЦ-2 (рис. 2, *a*) в течении 2,5 часов (с предварительной 15 минутной приработкой) на образцах в виде «роликов» (рис. 3, *a*) по схеме «ролик – абразивный ролик» (Рис. 3, б), под действием нагрузки 4,5 кгс и вращения ролика диаметром 50 мм с частотой 500 об/мин. При этом, под давлением 1,7 МПа, скорость линейного скольжения составляла 1,3 м/с. Оценивали во времени весовой износ ролика, момент и коэффициент трения, температуру, микротвердость, шероховатость поверхности с помощью профилометра и микроструктуру площадок трения ролика с помощью микровизора отраженного света µVizo-MET (рис. 2, *б*).



Рис. 2. Оборудование для трибологических испытаний: *a*) машина трения СМЦ-2; *б*) Микровизор отраженного света µVizo-MET



Рис. 3. Схема образцов для проведения трибологических испытаний: *a*) ролик верхний (подвижный); *б*) нижний абразивный ролик (неподвижный).

Карта режимов изнашивания была построена по методу Лима-Эшби и Виллиамса, (рис. 4) [15-17]. Авторы провели значительное количество лабораторных испытаний и построили карту износа, на которой коэффициент износа отображался как функция скорости скольжения среднеуглеродистой стали по стали от номинального давления (нормальная нагрузка, деленная на номинальную площадь контакта). Карта износа делится на три основные области: адгезионного схватывания, механического и химического (окислительного) износа (рис. 4).

При очень высоком контактном давлении наблюдается химическое взаимодействие атомов двух трущихся ювенильных поверхностей, происходит схватывание (сваривание) отдельных участков и их вырыв. Возникает катастрофический износ.

Механический износ происходит при низких скоростях скольжения, когда коэффициент износа больше зависит от номинального давления, чем от скорости. Механическая область содержит три зоны: слабого, сильного и умеренного между ними изнашивания.

Химический (окислительный) механизм возникает при скоростях скольжения свыше 1 м/с и сопровождается интенсивным тепловыделением (разогревом) контактной зоны. Химическая область карты, содержит три зоны: умеренного, сильного окислительного и износа плавлением. Высокие нагрузки и скорости скольжения приводят к расплавлению участков металла в контактной зоне и их вырыву (катастрофическому износу). Как видно из рисунка, умеренное окисление может быть даже защитным, поскольку при заданном уровне давления и высокой скорости скольжения коэффициент износа снижается. Такой мягкий оксидный материал действует как смазка между поверхностями.

В центре карты износа авторы выделили область возможного упрочняющего мартенситного превращения. При скоростях скольжения 1 - 3 м/с и давлениях 1 – 10 МПа, в локальных контактных участках поверхности происходит значительный разогрев стали с последующей



Рис. 4. Карта Лима-Эшби и Виллиамса [15-16] механизмов изнашивания.

закалкой на мартенсит. При этом коэффициент износа снижается, а сам износ происходит по механизму образования и разрушения оксидных пленок.

Результаты и обсуждение

Металлографическое исследование поверхностей до и после трибологических испытаний по схеме «ролик – абразивный ролик»

Снимки поверхностей роликов из четырех сталей до и после трибологических испытаний представлены на рис. 5, *а-н*. Наблюдались два основных механизма изнашивания поверхностных слоёв: адгезионный и абразивный. В результате возникновения адгезионных связей между образцами, на контактной поверхности менее прочного ролика из стали Hardox, образуются хаотически расположенные вырывы (рис. 5, *г*, *д*, *е*, *з*, *л*), а на абразивном ролике из более прочного материала (корунда) налипания. Абразивные частицы деформируют микрообъёмы поверхностных слоёв и вызывают процессы микрорезания и царапания (рис. 5, *д*, *к*). При изнашивании мягкой стали 09Г2С, частицы абразива глубоко внедряются в поверхностный слой ролика, формируя значительную по размеру зону пластической деформации. При этом возникает объёмное напряженное состояние.





Рис. 5. Снимки поверхностей роликов: (*a*, *б*) до испытаний; (*в*-*н*) после испытаний. (*в*, *г*, *d*, *e*) Hardox 550; (*ж*, *з*) Hardox 500; (*к*, *л*) Hardox 450; (*м*, *н*) 09Г2С. (*a*, *б*, *в*, *г*, *ж*, *з*, *к*, *л*, *м*, *н*) х500, (*d*) х1000, (*e*) х2000.

Трещины зарождаются и распространяются не в поверхностном слое, а разрушают подповерхностный слой на большой глубине, вызывая критический износ (рис. 5, *м*, *н*). Следует отметить, что элементы

подповерхностного разрушения были обнаружены и в относительно мягкой стали Hardox 450 (рис. 5, *к*).

Контроль температуры контактной зоны во время трибологических испытаний по схеме «ролик – абразивный ролик»

На рис. 6 представлены графики изменения температуры в контактной зоне во время испытания образцов.



Рис. 6. Графики изменения температуры образцов во время испытаний.

Умеренный износ, как правило, характеризуется относительно невысокой температурой на протяжении всего времени испытания с незначительными волнообразными перепадами. В проведённых нами исследованиях, такой режим соответствует испытанию и поверхностному разрушению сталей Hardox 550 (рис. 5, *в* - *е*) и 500 (рис. 5, *ж*, *з*).

Сильный износ характеризуется выраженным ростом температуры с течением времени, более значительными перепадами на 3-4 градуса и соответствует изнашиванию стали Hardox 450 (рис. 5, *к*, *л*).

Критический износ характеризуется резкими скачками от 5 градусов и выше и стабильно высокой температурой. Это говорит о глубоком разрушении подповерхностных слоёв. Соответствует изнашиванию образцов из стали 09Г2С (рис. 5, *м*, *н*).

Построение карты интенсивности изнашивания износостойких сталей

За основу построения карты была взята интенсивность изнашивания образцов из исследованных сплавов (рис. 7), которая рассчитывалась по формуле 1.

$$I_m = \frac{\Delta m}{L} \tag{1}$$

где Δm - массовый износ (г), разность между массой образца до и после испытания, L – путь трения (м).

Результаты расчета интенсивности изнашивания исследованных сплавов представлены в таблице 2.

Таблица 2. Интенсивность изнашивания исследованных сплавов

Материал	Интенсивность изнашивания, г/м
Hardox 550	0,21.10-4
Hardox 500	0,43.10-4
Hardox 450	$0,78 \cdot 10^{-4}$
09Г2С	6,92.10-4



Испытываемая сталь

Рис. 7. Интенсивность изнашивания образцов из исследованных сплавов.

Опираясь на полученные данные интенсивности изнашивания (табл. 2) и проводя параллель с графиками изменения температуры [18], были выбраны граничные значения режимов изнашивания, представленные в таблице 3.

Режимы изнашивания	Интенсивность изнашивания, г/м
Критический	> 0,0002 (> 2.10-4)
Сильный	$0,000045 - 0,0002 \ (0,45 \cdot 10^{-4} - 2 \cdot 10^{-4})$
Умеренный	< 0,000045 (< 0,45.10-4)

Таблица 3. Граничные значения режимов изнашивания

Построенная упрощенная карта режимов изнашивания представлена на рис. 8. Образцы из стали 09Г2С, подверженные глубокому разрушению подповерхностных слоёв, попадают в область критического износа. В образцах из стали Hardox 450, трещины при абразивном изнашивании зарождаются и распространяются как в поверхностном, так И В подповерхностном слое и попадают в область сильного износа. Изнашивание образцов из стали Hardox 500 и Hardox 550 попадает в область умеренного износа, так как затрагивает разрушение только поверхностных слоев.



Рис. 8. Карта режимов интенсивности изнашивания износостойких сталей

Разработанная карта представлена в упрощенном виде, так как испытания четырёх сталей были проведены при одном давлении 1,7 МПа и при одной скорости линейного скольжения 1,3 м/с. Однако, даже такая информация позволяет предсказывать правильное направление выбора режимов испытания для повышения износостойкости машин и оборудования. В дальнейшем планируется продолжить исследования в этом направлении, провести испытания под разной нагрузкой и с разной скоростью для построения полных карт с указанием на них механизмов изнашивания и переходов между ними, а также добавить к исследованию износостойкие белые чугуны для выбора наиболее подходящего материала рабочего инструмента.

Заключение

1. Проведены металлографические исследования и контроль температуры поверхностей до и после трибологических испытаний по схеме «ролик – абразивный ролик». Наблюдали два основных механизма изнашивания поверхностных слоёв: адгезионный и абразивный.

Для сталей с твёрдостью свыше 450 HB (например, Hardox 500 и Hardox 550), абразивный износ имел поверхностный характер и проходил в режиме *умеренного износа*.

Сталь твердостью равной 450 HB (например, Hardox 450) при абразивном изнашивании разрушалась, как в поверхностном, так и в подповерхностном слое в режиме *сильного износа*.

Стали твердостью менее 450 HB (например, сталь 9Г2С твердостью 151 HB) при абразивном изнашивании подвергалась глубокому разрушению подповерхностных слоёв в режиме *критического износа*.

2. Построена карта интенсивности изнашивания для исследованных сталей с выделенными областями умеренного, сильного и критического износа.

Благодарность. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00178, <u>https://rscf.ru/project/22-19-00178/</u>

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism. 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 163-172.
- [2] 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.
- [3] Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В., Сидоров А.А. и др. Исследование эффективности восстановления технико-экономических показателей изношенного двигателя *с* помощью триботехнических составов. Современное машиностроение: Наука и образование. 2016. С.583-596. (rus.)

- [4] Skotnikova M.A., Tsvetkova G.V., Krylov N.A., Medvedeva V.V. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels. 2016. Key Engineering Materials, 674, pp. 189–194.
- [5] Syundyukov I. S., Ryabikin A. Y., Ivanova G. V., Skotnikova M. A. Increasing the Wear Resistance of Crankshafts by the Plasma Spraying Method. 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 142–152.
- [6] Tsvetkova, G., Skotnikova, M. Engineering and research of wearability coating on the basis of high-strength steel. 2018. Proceedings of 9th International Scientific Conference, BALTTRIB 2017 Dedicated to 100th Anniversary of Restitution of Lithuania, pp. 166–171.
- [7] Skotnikova M.A., Artemyev V.P., Shasherina, S.A., Paitova, O.V., Tsvetkova, G.V. Tribotechnical properties of nanostructured coppernickel coatings. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 61–71.
- [8] Syundyukov I., Skotnikova M., Padgurskas J., Tsvetkova G., Tarasenko E. Wearproof structural and phase status of the surface of preparation of steel 45 after plasma spraying of powder PN85Y15. 2019. Materials Today: Proceedings, 30, pp. 650–655.
- [9] Meng Y., Xu J., Prakash B., Hu Y., Jin Z. A review of recent advantages in tribology. Friction, 2020. V8. № 2. pp. 221-300.
- [10] Аверин В.А., Евенко В.В. Современные возможности защиты машин и оборудования от фрикционного, абразивного и коррозионного износа. 2022. Новые материалы и технологии в машиностроении. № 36. С. 118-120. (rus.)
- [11] Березин Н.М., Андреев А.К. Исследование влияния твердости стали на сопротивление абразивному износу. Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке. 2019. С. 88-91. (rus.)
- [12] Skotnikova, M.A., Breki, A.D., Evsin, M.G., Kalinin, V.Y., Wasilewski, M.R. Influence of the Concentration and Particle Size of Rock Powders on the Anti-Wear Properties of Oils. 2021. AIP Conference Proceedings, 2340, 060005.
- [13] Харченко М.В., Дема Р.Р., Нефедьев С.П., Осипова О.А. Универсальный испытательный комплекс по определению триботехнических характеристик смазочных материалов на базе серийной машины трения СМЦ-2. 2017. Технология и технологические машины. С. 60-62. (rus.)
- [14] Леванов И.Г., Задорожная Е.А., Никитин Д.Н. Модернизация машины трения ИИ5018 для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения. 2020. Современное машиностроение: Наука и образование. 2022. С. 207-223. (rus.)
- [15] Lim F.C., Ashby M.F. Wear mechanism maps. 1987. Acta Metal. 35, pp.1– 24.

- [16] Williams John A. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. 1999. Wear. 225–229, 1, pp. 1-17.
- [17] Ilanaganar E., Anbuselvan S. Wear mechanism map for as-cast AZ31B magnesium alloy. 2016. International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT). 38(4).
- [18] Быков П.А., Калашников И.Е., Кобелева Л.И., Колмаков А.Г., Михеев Р.С. Исследование режимов изнашивания композиционного материала на основе антифрикционного сплава АОМ20-1 упрочненного частицами Ті. Труды Кольского научного центра РАН, 2021. с. 36-41. (rus.).

A.Y. Ryabikin, M.A. Skotnikova, G.V. Ivanova

WEAR MODES MAP of WEAR-RESISTANT STEELS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Tribological tests were carried out on the SMC-2 friction machine according to the "Roller – abrasive roller" scheme, without lubrication. A simplified map of the wear modes of samples made of wear-resistant steels (Hardox 550, Hardox 500, Hardox 450), in comparison with structural steel 09G2C, according to the method of Lim - Ashby and Williams. The zones of critical, hard and moderate wear are highlighted. Comparative results of steels on hardness, wear, wear intensity and contact temperature are obtained. Metallographic studies of the sample surfaces before and after the tests were carried out. Wear mechanisms are installed.

Key words: wear modes map, wear resistance, wear mechanism, friction machine, steel, abrasive wear.

REFERENCES

- Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Vibration Active of Machines with Elastic Transmission Mechanism. 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 163-172.
- [2] 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.
- [3] Shabanov A.Yu., Galyshev Yu.V., Sidorov A.A. et al. Investigation of the effectiveness of restoration of technical and economic indicators of a wornout engine using tribotechnical compositions. Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2016. pp.583-596. (rus.)

- [4] Skotnikova M.A., Tsvetkova G.V., Krylov N.A., Medvedeva V.V. Features of wear of abrasive grains depending on microcuttings speed of steels. 2016. Key Engineering Materials, 674, pp. 189–194.
- [5] Syundyukov I. S., Ryabikin A. Y., Ivanova G. V., Skotnikova M. A. Increasing the Wear Resistance of Crankshafts by the Plasma Spraying Method. 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 142–152.
- [6] Tsvetkova, G., Skotnikova, M. Engineering and research of wearability coating on the basis of high-strength steel. 2018. Proceedings of 9th International Scientific Conference, BALTTRIB 2017 Dedicated to 100th Anniversary of Restitution of Lithuania, pp. 166–171.
- [7] Skotnikova M.A., Artemyev V.P., Shasherina S.A., Paitova O.V., Tsvetkova G.V. Tribotechnical properties of nanostructured coppernickel coatings. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 61–71.
- [8] Syundyukov I., Skotnikova M., Padgurskas J., Tsvetkova G., Tarasenko E. Wearproof structural and phase status of the surface of preparation of steel 45 after plasma spraying of powder PN85Y15. 2019. Materials Today: Proceedings, 30, pp. 650–655.
- [9] Meng Y., Xu J., Prakash B., Hu Y., Jin Z. A review of recent advantages in tribology. Friction. 2020. V8. № 2. pp. 221-300.
- [10] Averin V.A., Evenko V.V. Modern possibilities of protection of machinery and equipment from friction, abrasive and corrosive wear. 2022. New materials and technologies in mechanical engineering. No. 36. pp. 118-120 (rus.)
- [11] Berezin N.M., Andreev A.K. Investigation of the effect of steel hardness on resistance to abrasive wear. Low-temperature and food technologies in the XXI century. 2019. pp. 88-91. (rus.)
- [12] Skotnikova, M.A., Breki, A.D., Evsin, M.G., Kalinin, V.Y., Wasilewski, M.R. Influence of the Concentration and Particle Size of Rock Powders on the Anti-Wear Properties of Oils. 2021. AIP Conference Proceedings. 2340, 060005.
- [13] Kharchenko M.V., Dema R.R., Nefediev S.P., Osipova O.A. Universal testing complex for determination of tribotechnical characteristics of lubricants based on the serial friction machine SMC-2. 2017. Technology and technological machines. pp. 60-62. (rus.)
- [14] Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Nikitin D.N. Modernization of the friction machine II5018 for research of hydrodynamic sliding bearings. 2020. Modern Mechanical Engineering: Science and Education. 2022. pp. 207-223. (rus.)
- [15] Lim F.C., Ashby M.F. Wear mechanism maps. 1987. Acta Metal. 35, pp.1– 24.
- [16] Williams John A. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. 1999. Wear. 225–229, 1, pp. 1-17.

- [17] Ilanaganar E., Anbuselvan S. Wear mechanism map for as-cast AZ31B magnesium alloy. 2016. International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT). 38(4).
- [18] Bykov P.A., Kalashnikov I.E., Kobeleva L.I., Kolmakov A.G., Mikheev R.S. Study of wear modes of composite material based on antifriction alloy AOM20-1 reinforced with Ti particles. Proceedings of the Kola Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2021. pp. 36-41. (rus.)

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА
ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 681.2+57.088 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-538

А.Л. Буляница¹, Н.А. Есикова², А.А. Евстрапов²

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ МОДИФИКАЦИИ ПОВЕРХНОСТИ И СИНТЕЗА ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СЛОЕВ В МИКРОФЛЮИДНЫХ ЧИПАХ



¹Антон Леонидович Буляница, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-6750, E-mail: bulyanitsa al@spbstu.ru



²Надежда Александровна Есикова, Институт аналитического приборостроения Российской академии наук Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)363-0728, E-mail: elpis-san@yandex.ru. ²Анатолий Александрович Евстрапов, Институт аналитического приборостроения Российской академии наук Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (812)363-0719, E-mail: an_evs@mail.ru.

Аннотация

В работе описана автоматизированная процедура реализации одного из ключевых этапов создания микрофлюидных устройств для иммунного и генетического анализа, а именно, целевая модификация поверхностей и синтез функциональных слоев элементов микрофлюидных чипов (каналов, реакционных камер и др.). Использование методов «мокрой» химии позволило эффективно модифицировать поверхности кремнийстеклянного микрочипа. Предложенные подходы были реализованы в виде макета автоматизированного устройства, разработанного в Институте аналитического приборостроение РАН. Сами подходы применимы при разработке широкого класса приборов на микрофлюидной платформе для иммунного и генетического анализа.

Ключевые слова: модификация поверхности, автоматизированное устройство, «мокрая» химия, микрофлюидная система, иммунный и генетический анализ

Введение

Микрофлюидные чипы находят все более широкое применение в различных сферах, включая науки о жизни [1], клиническую диагностику [2], системы анализа point-of-care, геномные исследования и другие [3].

особенностей Одной ИЗ микрофлюидики является высокое поверхности объему соотношение площади К ПО сравнению С традиционными системами. Для решения разнообразных задач возможно различных функциональных использование элементов, таких как магнитные или кремниевые частицы, интегрируемые колонки, пористые мембраны или, формируемые непосредственно в чипе, массивы микро- и наноструктур. Часть задач можно решить за счет функциональной обработки поверхности микроканалов, реакционных камер и других структур для придания требуемых свойств поверхности. Например, для выделения и очистки нуклеиновых кислот можно сформировать на поверхности камеры ИЛИ на микроструктурах камеры слой ИЗ poly(2-dimethylaminomethyl styrene) (pDMAMS) film [4] или модифицировав ее производными борной кислоты [5].

Для микрочипов, используемых в приборах массового параллельного секвенирования ДНК, например, в НАНОФОР-СПС [6], на поверхности проточной реакционной камеры микрочипа создается функциональный слой, который обеспечивает возможность парноконцевого прочтения, см., также [7].

Необходимость получения стабильных и воспроизводимых свойств функциональных слоев в микрофлюидных чипах в случае их серийного изготовления обуславливает потребность автоматизации процесса. Поэтому был создан макет устройства, позволяющего проводить обработку поверхности внутренних элементов микрофлюидных чипов с использованием «мокрой» химии в полуавтоматическом режиме.

Таким образом, работа посвящена описанию автоматизированного устройства и основных стадий протокола модификации поверхности реакционной камеры микрофлюидного устройства для проведения генетического анализа.

Методы

Наиболее изученными и отработанными методами активации и модификации относительно поверхности, легко поддающимися автоматизации, являются методы «мокрой» химии. Термин «мокрая» (на английском wet chemical methods) химия имеет лостаточное распространение. Подобная трактовка термина представлена, в частности, в [8]. Исходя из известной и разработанной ранее конфигурации микрофлюидного устройства осуществляется его сборка, а последующая обработка и модификация поверхностей реакционных камер, каналов и других элементов, минимизирующая или исключающая ингибирование реакции, например, полимеразной цепной реакции, проводится В полуавтоматическом режиме, практически исключающем влияние Наиболее близкие к использованным нами человеческого фактора. модификации поверхностей элементов микрофлюидного методам устройства описаны в обзорных статьях [9, 10].

Результаты

Были учтены требования к процессам модификации поверхностей элементов устройства и характеристики формируемых функциональных микрослоев, для чего последовательно разработаны протоколы обработки поверхности (последовательность операций и соответствующие временные выбраны номенклатура используемых диаграммы), реагентов И применяемых материалов, разработаны структурная и функциональная схемы установки и основные устройства (интерфейсы, держатели, делители потоков), способы их установки (фиксации) в устройстве и способы решения возникающих при этом проблем и осуществлен выбор режимов работы (расход реагентов и пробы, скорость транспортировки компонентов и продуктов целевых реакций) и элементов устройства (насосов и клапана), обеспечивающих надежную работу в указанных режимах.

Установлено, что целесообразнее всего проводить обработку микрофлюидного чипа в проточном режиме. Если нет особых требований к равномерности потока, можно использовать перистальтический насос. Для снижения влияния роли оператора на процесс обработки, выбраны программируемые версии перистальтического насоса Longerpump и клапана переключения на 8 позиций. Функциональная схема макета приведена на рис. 1.

Подобная схема позволяет проводить практически любую обработку поверхностей микрофлюидного чипа и/или осуществлять синтез функциональных слоев на ней.



Рис. 1. Функциональная схема установки

Для микрофлюидных чипов из полимера существуют готовые решения для подведения к ним коммуникаций [11]. Однако, в лабораторных условиях проще/дешевле/быстрее получать чипы с плоской поверхностью, на которую выведены входные/выходные лунки. Для чипов из кремния и/или стекла есть готовые структуры для соединения с внешними жидкостными коммуникациями.

Одним из решений этой проблемы является создание оправы, в которую устанавливается чип и к которой подсоединяются необходимые устройства. В рассматриваемом случае расстояние между входной и выходной лунками микрофлюидного чипа диаметром 0,5 мм составляет всего 2 мм, а внешний диаметр подходящих к ним трубок – 1,5 мм. Поэтому соединение с микрожидкостными коммуникациями реализовано через толстый (4-5 мм) уплотнитель из эластомера Lasil T4. Ранее проверено, что данный материал обладает очень низкой проницаемостью, химически стоек и не ингибирует ПЦР. Именно по этой причине он использовался при создании микрофлюидного устройства для выделения нуклеиновых кислот [12].

В верхнюю часть уплотнителя вставляются трубки, а нижняя расположена соответственно под лункой. Это обеспечивает герметичное соединение. Держатели для чипов печатались на инжекционном 3d принтере.

потоков Распределитель позволяет выполнить параллельную обработку 4-x чипов. Сложная многостадийная обработка (от промывки/активации поверхности микрофлюидного чипа до синтеза функционального слоя) иногда занимает более суток. Поэтому 280

целесообразно организовать процесс обработки (модификации) параллельно для нескольких чипов.

Разработан распределитель жидких потоков 1-4, схема которого приведена на рис. 2. Элемент создан из эластомера Lasil T4 методом «мягкой» литографии с последующей герметизацией после обработки кислородной плазмой.



Рис. 2. Схема разветвителя 1-4

Как известно, для силанизации необходимо предварительно удалить с поверхности остатки водных растворов. При помощи перистальтического насоса данный процесс происходит долго. Поэтому был выбран способ сушки азотом. При этом возникает необходимость легко и оперативно отсоединять чипы от насоса. Это можно сделать вручную с последующим использованием дополнительного клапана для азота.

Поэтому был создан коннектор на 4 канала, позволяющий оперативно подсоединять/отсоединять держатели чипов от макета для перемещения в среду с необходимой температурой (например, в холодильник или термостат). Отметим также, что и нагрев и охлаждение микрочипа, необходимые при создании некоторых фукциональных слоев, также могут быть легко автоматизированы. При этом, можно начинать обработку следующих чипов в других держателях, не дожидаясь завершения этапа охлаждения (нагрева) предыдущей партии чипов. Подобный подход позволяет ускорить производство чипов с функциональными слоями и снизить его стоимость. На рис. З представлена изображение макета устройства обработки автоматизированного для модификации И поверхностей микрофлюидного чипа, разработанного Институте В аналитического приборостроения РАН.



Рис. 3. Макет автоматизированного устройства для обработки и модификации поверхностей микрофлюидного чипа

В таблице 1 приведены основные геометрические параметры и другие ключевые характеристики, определяющие режим работы устройства и соответствующий выбор номенклатуры элементов, в частности, насосов.

параметр	значение	параметр	значение
Суммарный объемный расход	2.0 мл/мин	Длина участка «компонент- клапан»	110 мм
Внутренний диаметр канала	0.75 мм	Длина участка «клапан- чип»	140 мм
Динамическая вязкость	1.0 мПа с	Длина участка «чип-слив»	65 мм

Данные, представленные в таблице 1 позволяют провести оценку требуемой величины разности давлений ΔP И выбрать насос, обеспечивающий необходимые расходы компонентов. Т.к. используются ламинарные потоки в канале круглого сечения, то сосчитав суммарное гидравлическое сопротивление микроканалов с учетом их параллельности (разделение на 4 равных потока) на участках «компонент-клапан» и «чипрассчитать требуемую величину по слив» можно формуле (1).предложенной в [13]:

$$\Delta P = \frac{8 \cdot \eta \cdot L}{\pi \cdot r^4} \tag{1}$$

Здесь г – радиус каналов, η – динамическая вязкость, L – суммарная приведенная длина канала (длины участков с параллельным движением потоков делятся на 4), Q – суммарный объемный расход. Потерями расхода за счет однократных поворотов канала на 90 град (угол α) можно пренебречь. Согласно [14] можно оценить соотношение коэффициента потери напора из-за поворота ξ_1 и коэффициент потери напора по длине ξ_2 . Их значения определяются по формулам (2а) и (2б).

$$\xi_{1} = 0.946 \cdot \sin(\alpha/2) + 2.047 \cdot \sin^{2}(\alpha/2)$$

$$\xi_{2} = \frac{32}{\text{Re} \cdot r}$$
(26)

Первый из указанных коэффициентов, в соответствии с (2a) примерно равен 1.69. Число Рейнольдса для круглой трубы, использующее в качестве характерного размера диаметр, в наших условиях примерно 0.36. Благодаря малости радиуса канала величина ξ_2 (2б) имеет порядок 10⁵. Таким образом, отношение ξ_1/ξ_2 меньше 10⁻⁵, что позволяет пренебречь эффектами изгибов каналов даже при неоднократных изгибах.

Расчетная оценка требуемого перепада давления при перемещении водоподобных жидкостей дает величину примерно 200 Па. Таким образом, жестких ограничений по выбору насоса нет.

Обсуждение

Прежде всего, разработка Институтом аналитического приборостроения РАН прибора «Секвенатор Нанофор – СПС» в печати обсуждалась либо на уровне общей информации [6], либо описывались аспекты, связанные исключительно с созданием программноматематического обеспечения [15]. Описание модификации поверхностей конструктивных элементов микрофлюидного устройства, реализующего генетический анализ, даже на уровне общей схемы обработки в проточном режиме, представлено впервые. Таким образом, данную статью следует рассматривать как первую тематическую публикацию, содержащую описание этапов технологического маршрута изготовления элементов микрофлюидной системы для проведения генетического анализа, в первую очередь, обработки поверхности микрофлюидного чипа, в том числе и синтеза функциональных слоев на ней.

Для сравнения [16] работы В целью является маршрута изготовления разработка технологического интегрального многоосевого микромеханического акселерометра с использованием методов технологии поверхностной микрообработки в плазменных лаборатории плазменных нанотехнологий научно-образовательного центра «Нанотехнологии» Южного федерального университета. Он может, в каких-то случаях, предшествовать рассмотренной нами технологии модификации поверхностей и формирования функциональных слоев, как этап, на котором требуемые элементы создаются.

Заключение

Стадия модификации поверхности и синтеза функциональных слоев элементов микрофлюидных систем не ограничивается кругом приборов для генетического анализа. Некоторые предложенные решения применимы при создании приборов иного назначения (приборов для иммунного анализа. биочипов, для синтеза и ряда других) с применением микрофлюидных технологий. Автоматизация процессов модификации поверхности функциональных элементов И создания слоев микрофлюидных устройств позволяет сократить время обработки, устранить влияние человеческого фактора, повысить воспроизводимость, точность и правильность анализа химических и биологических объектов (проб).

Разработка Института аналитического приборостроения РАН «Секвенатор Нанофор-СПС», для которой на одном из этапов использовалась описанная выше методика, реализована на практике. Это обстоятельство уже нашло свое отражение в СМИ, например, в [17].

Работа выполнена в рамках Государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации № 075-01157-23-00 (тема FFZM-2022-0012).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Zhao, Y., Lv X., Li, X., Rcheulishvili, N., Chen, Y., Li, Z., Deng, Y. Microfluidic Actuated and Controlled Systems and Application for Lab-on Chip in Space Life Science. Space Sci. Technol., 2023, 3, Article ID 0008.
- [2] Blanca, H. Lapizco-Encinas, Yan, Victoria Zhang Microfluidic systems in clinical diagnosis. Electrophoresis, 2023, 44, pp.217–245.
- [3] Bruijns, B., Knotter, J., Tiggelaar, R. A Systematic Review on Commercially Available Integrated Systems for Forensic DNA Analysis, Sensors, 2023, 23(3), 1075.
- [4] Yunho, Choi, Yong, Tae Kim, Seok, Jae Lee, Eunjung, Lee, Kyoung, G. Lee, Sung Gap Im Direct Solvent-Free Modification of the Inner Wall of the Microchip for Rapid DNA Extraction with Enhanced Capturing Efficiency. Macromol. Res., 2020, 28(3), pp.249-256.
- [5] Hoang Chau La, Nae Yoon Lee Fabrication of a polycarbonate microdevice and boronic acid-mediated surface modification for on-chip sample purification and amplification of foodborne pathogens. Biomed. Microdevices, 2019, 21(3): 72.
- [6] Курочкин В.Е., Алексеев Я.И., Петров Д.Г., Евстрапов А.А. Отечественные приборы для молекулярно-генетического анализа: разработки ИАП РАН и ООО «Синтол». Известия Российской Военно-медицинской академии, 2021, 40 (3), pp. 69–74.
- [7] Козлова О.С., Абрамова З.И. Сборка генома ангидробиотического насекомого Polypedilum vanderplanki с использованием данных Illumina и Pacbio. Учен. зап. Казан. ун-та. Сер. естеств. науки, 2018, 160 (2), pp. 214–226.
- [8] Komarneni, S., Li, Q., Stefansson, K.M., Roy, R. Microwave-Hydrothermal Processing for Synthesis of Electroceramic Powders. J. Mater. Res., 1993, 8(12), pp.3176-3184.
- [9] Amid Shakeri, Noor Abu Jarad, Ashlyn Leung, Leyla Soleymani, and Tohid F. Didar Biofunctionalization of Glass- and Paper-Based Microfluidic Devices: A Review, Advanced Material Interfaces, 2019. 6(19):1900940.
- [10] Amid Shakeri, Noor Abu Jarad, Shadman Khan, Tohid F Didar Biofunctionalization of microfluidic platforms made of thermoplastic materials: A review. Analytica Chimica Acta, 2022. 1209, 339283.
- [11] Yuksel Temiz, Robert D. Lovchik, Govind V. Kaigala, Emmanuel Demarche Lab-on-a-chip devices: How to close and plug the lab? Microelectronic Engineering, 2015. 132. pp. 156-175.
- [12] Germash, N.N., Esikova, N.A., Afonicheva, P.K., Antifeev, I.E., Petrov, D.G., Evstrapov, A.A. Elastomer planar device for nucleic acids extraction. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series, 2020, 1697. N 012043.

- [13] Bruus, H. Theoretical Microfluidics. 2008. Oxford Univ. Press Ink., New York, pp.74-86.
- [14] Гидравлическое сопротивление ... Режим доступа: URL: https://www.nektonnasos.ru/articles/gidravlicheskoe-soprotivlenie/ (Дата обращения: 22.05.2023)
- [15] Бородинов А.Г., Манойлов В.В., Заруцкий И.В., Петров А.И., Курочкин В.Е. Методика оценки качества геномной сборки на основе анализа частотности К-меров в секвенаторе параллельного секвенирования. Научное приборостроение, 2022, 32(1), pp.3-10.
- [16] Гусев Е.Ю. Разработка технологии изготовления микромеханического акселерометра на основе поликристаллического кремния методами поверхностной микрообработки. Известия Южного федерального университета. Технические науки, 2016, 10 (183), pp.52-64.
- [17] «Успешно завершены испытания первого отечественного испытания первого отечественного полногеномного секвенатора ДНК «Нанофор СПС»: блог «Электроника, электротехника и приборы» Сделано у нас. URL: https://sdelanounas.ru/blogs/135869/ (Дата обращения: 26.04.2023 г.),

A.L. Bulyanitsa¹, N.A. Esikova², A.A. Evstrapov²

AUTOMATED DEVICE FOR SURFACE MODIFICATION AND SYNTHESIS OF FUNCTIONAL LAYERS IN MICROFLUIDIC CHIPS

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia; ²Institute for Analytical Instrumentation RAS, St. Petersburg, Russia.

Abstract

The paper describes an automated procedure for the implementation of one of the key stages in the creation of microfluidic devices for immune and genetic analysis, namely, the targeted modification of surfaces and synthesis of functional layers of microfluidic chip elements (channels, reaction chambers, etc.). The use of «wet» chemistry methods has made it possible to effectively modify the surfaces of silicon-glass microchip elements. The proposed approaches were implemented in the form of a mock-up of an automated device developed at the Institute for Analytical Instrumentation of the Russian Academy of Sciences. The approaches themselves are applicable in the development of a wide class of devices on a microfluidic platform for immune and genetic analysis. *Key words:* surface modification, automated device, "wet" chemistry, microfluidic system, immune and genetic analysis

REFERENCES

- [1] Zhao, Y., Lv X., Li, X., Rcheulishvili, N., Chen, Y., Li, Z., Deng, Y. Microfluidic Actuated and Controlled Systems and Application for Lab-on Chip in Space Life Science. Space Sci. Technol., 2023, 3, Article ID 0008.
- [2] Blanca, H. Lapizco-Encinas, Yan, Victoria Zhang Microfluidic systems in clinical diagnosis. Electrophoresis, 2023, 44, pp.217–245.
- [3] Bruijns, B., Knotter, J., Tiggelaar, R. A Systematic Review on Commercially Available Integrated Systems for Forensic DNA Analysis, Sensors, 2023, 23(3), 1075.
- [4] Yunho, Choi, Yong, Tae Kim, Seok, Jae Lee, Eunjung, Lee, Kyoung, G. Lee, Sung Gap Im Direct Solvent-Free Modification of the Inner Wall of the Microchip for Rapid DNA Extraction with Enhanced Capturing Efficiency. Macromol. Res., 2020, 28(3), pp.249-256.
- [5] Hoang Chau La, Nae Yoon Lee Fabrication of a polycarbonate microdevice and boronic acid-mediated surface modification for on-chip sample purification and amplification of foodborne pathogens. Biomed. Microdevices, 2019, 21(3): 72.
- [6] Kurochkin, V.E., Alexseev, Ya.I., Petrov, D.G., Evstrapov, A.A. Domestic devices for molecular genetic analysis: developments of the IAI RAS and SINTOL LLC. News of the Russian Military Medical Academy, 2021, 40 (3), pp. 69–74. (rus.)
- [7] Kozlova O.S., Abramova Z.I. Genome assembly of the anhydrobiotic insect Polypedilum vanderplanki using Illumina and Pacbio data. Scien. zap. Kazan. Univ. Ser. natures. sciences, 2018, 160 (2), pp. 214–226. (rus.)
- [8] Komarneni, S., Li, Q., Stefansson, K.M., Roy, R. Microwave-Hydrothermal Processing for Synthesis of Electroceramic Powders. J. Mater. Res., 1993, 8(12), pp.3176-3184.
- [9] Amid Shakeri, Noor Abu Jarad, Ashlyn Leung, Leyla Soleymani, and Tohid F. Didar Biofunctionalization of Glass- and Paper-Based Microfluidic Devices: A Review, Advanced Material Interfaces, 2019. 6(19):1900940.
- [10] Amid Shakeri, Noor Abu Jarad, Shadman Khan, Tohid F Didar Biofunctionalization of microfluidic platforms made of thermoplastic materials: A review. Analytica Chimica Acta, 2022. 1209, 339283.
- [11] Yuksel Temiz, Robert D. Lovchik, Govind V. Kaigala, Emmanuel Demarche Lab-on-a-chip devices: How to close and plug the lab? Microelectronic Engineering, 2015. 132. pp. 156-175.

- [12] Germash, N.N., Esikova, N.A., Afonicheva, P.K., Antifeev, I.E., Petrov, D.G., Evstrapov, A.A. Elastomer planar device for nucleic acids extraction. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series, 2020, 1697. N 012043.
- [13] Bruus, H. Theoretical Microfluidics. 2008. Oxford Univ. Press Ink., New York, pp.74-86.
- [14] Hydraulic resistance Access mode: URL: https://www.nektonnasos.ru/articles/gidravlicheskoe-soprotivlenie/ (Accessed: 05/22/2023) (rus.).
- [15] Borodinov, A.G., Manoilov, V.V., Zarutskiy, I.V., Petrov, A.I., Kurochkin, V.E. methodology for assessing the quality of genomic assembly based on the analysis of the frequency of k-mers in a parallel sequencing sequencer, Nauchnoe Priborostroenie, 2022, 32 (1), pp. 3–10. (rus.)
- [16] Gusev, E.Yu. Development of manufacturing technology of micromechanical accelerometer based on polycrystalline silicon by surface microtreatment methods. Proc. of the South Federal University. Technical sciences, 2016, 10 (183), pp.52-64. (rus.)
- [17] «The tests of the first domestic test of the first domestic full-genome DNA sequencer «Nanophore SPS» have been successfully completed: blog «Electronics, Electrical engineering and devices» - Made with us. – URL: https://sdelanounas.ru/blogs/135869/ (Accessed: 04/26/2023.) (rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-539

В.Л. Жавнер¹, Сэнь Ли², М.В. Жавнер², Вэнь Чжао³

ПРУЖИННЫЕ ПРИВОДЫ ДЛЯ ШТАНГОВЫХ СКВАЖИННЫХ НАСОСОВ



¹Виктор Леонидович Жавнер, Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7 921 774-63-10, E-mail: vzhavner@outlook.com



²Сэнь Ли, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-64-29, E-mail: li31.s@edu.spbstu.ru



²Милана Викторовна Жавнер, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-64-29, E-mail: milanaj@mail.ru



³ Вэнь Чжао, Северо-восточный университет лесного хозяйства Китай, Харбин Тел.: +86 18247160405, E-mail: wenfly2015@yandex.ru

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы использования пружинных приводов с рекуперацией энергии для штанговых скважинных насосов для нефтедобывающей отрасли. Работа посвящена разработке новых видов приводов штанговых скважинных насосов, в частности, пружинных

приводов с рекуперацией энергии, которые позволят уменьшить габариты, массу и энергозатраты в несколько раз. В качестве примера взяты приводы для откачивания нефти из скважин. Основной идеей является построение пружинного привода с рекуперацией энергии в виде колебательной системы, в которой происходит преобразование потенциальной энергии пружин в кинетическую энергии штанги и последующем преобразовании кинетической энергии штанги в потенциальную энергию пружин, для компенсации диссипативных потерь используются линейные двигатели различного исполнения. Преимуществом данного пружинного привода с рекуперацией энергии является существенное уменьшение его массы, что позволяет обойтись без фундамента и может размещаться в контейнерах прямо над устьем скважины. Предлагается использовать пружинный привод и в качестве основного привода, и для уравновешивающего устройства. Рассмотрены два варианта приводов. Первый вариант привода с использованием уравновешивания с помощью груза. Второй вариант при работающих синхронной работе двух приводов, противофазе, В обеспечивающих взаимное уравновешивание массы штанг. Показано, что при грузовом уравновешивании масса силовых пружин в два раза больше, при сравнении с приводами, работающими синхронно. Сравнительный анализ при одном и том же числе циклов в минуту и одинаковых массах штанг показал, что величина потребляемой энергии при грузовом уравновешивании будет в два раза больше. Показана возможность автономного энергоснабжения за счет использования солнечных батарей и ветрогенераторов.

Ключевые слова: энергосбережение, пружинный привод, рекуперация энергии, циклическая работа, штанговые скважинные насосы, силы инерции, балансировочные устройства, производительность.

Введение

Задача снижения энергетических затрат в промышленности остается актуальной. Текущие энергетические затраты зависят от массы подвижных элементов любого оборудования, его габаритных размеров и установочной мощности. При сравнительном анализе технологического оборудования одинакового функционального назначения показал, что все вышеперечисленные характеристики, отнесенные к единице продукции, являются критериями для оценки энергоэффективности [1-9].

Основные затраты энергии составляют затраты, связанные возвратнопоступательными и возвратно-вращательными перемещениями рабочих масс в различных технологических процессах. Повышение производительности, например, в 2 раза, приведет к возрастанию энергозатрат в 4 раза, а требуемая мощность увеличится в 8 раз [9].

Применение пружинных приводов с рекуперацией энергии для рабочих операций, связанных с перемещением изделий по прямой линии в горизонтальной плоскости позволяет снизить затраты энергии ПО сравнению с электрическими, гидравлическими и пневматическими приводами в 9 раз [9]. Первый пружинный аккумулятор с использованием винтовых цилиндрических пружин использован в приводе холодильного компрессора по патенту Германии, полученному Л. Сциллардом и А. Эйнштейном «Электромеханическое устройство для получения колебательных движений» [10].

В данной работе, на примере привода для штанговых скважинных насосов, рассматриваются возможности применения пружинных приводов с рекуперацией энергии для рабочих операций, связанных с перемещением изделий в вертикальной плоскости. В этих рабочих операциях, помимо сил инерции необходимо преодолевать и силы тяжести.

Штанговые скважинные установки по типу используемого привода разделяют на механические, гидравлические и пневматические.

В настоящее время основную массу приводов для штанговых насосов составляют балансирные приводы. скважинных Привод штангового скважинного насоса с выходным звеном, совершающим возвратно-качательное движение, на котором с одной стороны закреплен сегмент блока с гибким элементом, соединенным со штангой, а с другой выходное звено соединяется с противовесом, стороны считается классическим.

В последние годы появились другие виды приводов штанговых скважинных насосов, как с грузовым уравновешиванием, так и с пневматической системой уравновешивания, а также гидравлические приводы без системы уравновешивания.

Авторы понимают, что в стандарте API [11] пружинные приводы для штанговых скважинных насосов не представлены, но в России уже выдано на них 2 патента [12,13] и надеются, что в будущем они появятся и в американском стандарте. Практически в современных приводах штанговых скважинных насосов применяется в том или ином виде уравновешивание веса штанги. В последнее время начинают применяться линейные двигатели или электрические, или гидравлические. Однако остаются проблемы, связанные с уравновешиванием колонн штанг. Поэтому предлагается использовать пружинный привод также и для уравновешивающего устройства.

При проектировании приводов штанговых скважинных насосов задачу снижения энергозатрат можно обеспечить за счет снижения нагрузок от сил инерции, нагрузок от преодоления сил тяжести и использования пружинных приводов с рекуперацией энергии [9].

В работах [5,6] обобщены теоретические работы по проектированию пружинных приводов с рекуперацией энергии для промышленных роботов. Необходимо отметить значительные энергозатраты промышленными роботами, связанные с переносом изделий по сложным траекториям по заданным законам движения и больших массах самих манипуляционных систем. Поэтому уравновешивающие устройства на основе пружин, уменьшающие рабочие нагрузки в системах приводов, получили широкое применение в промышленных роботах [6].

В работе [14] был проведен сравнительный анализ характеристик различных видов приводов для рабочих операций, связанных с возвратнопоступательным перемещением, таких как электромеханические, пневматические, гидравлические, в том числе и пружинные приводы с рекуперацией энергии. Линейные пружинные приводы с рекуперацией энергии имеют меньшие линейные габариты по сравнению с актюаторами, пневмо- и гидроцилиндрами.

Пружинный привод с рекуперацией энергии включает пружинный аккумулятор, двигатель для компенсации диссипативных потерь, уравновешивающее устройство и систему управления.

Для компенсации диссипативных потерь в данной работе предлагается использовать линейные двигатели с ротором, совершающим возвратно-поступательное движение [15].

Затраты энергии при использовании пружинных приводов определяются потерями на внутреннее трение в пружинах и примерно в пять раз меньше, чем затраты энергии в случае использования стандартных классических приводов. Поэтому, для первоначальных расчетов работу, затрачиваемую на преодоление диссипативных потерь, можно принять 20% равной величины максимальной потенциальной энергии ОТ пружинного аккумулятора.

Для создания пружинных приводов используются стандартные винтовые цилиндрические пружины растяжения или сжатия.

В работе выполнено исследование характеристик пружинных приводов с центральным расположением штанги относительно устья скважины.

Результаты и обсуждение

На рис. 1 представлена схема пружинного привода с центральным расположением штанги.

Пружинный привод включает в себя два пружинных аккумулятора. Пружинный аккумулятор состоит из двух пружин сжатия 2, между которыми установлен шток 1. Пружины, расположенные снизу, опираются своим нижним торцом на основание 3, а верхние пружины упираются верхним торцом во фланец 4. Для обеспечения поперечной устойчивости пружин между основанием 3 и плитой 4 установлены направляющие 5. К траверсе 7 присоединены штоки 1 и штанга 6. В траверсе 7 выполнены отверстия для крепления уравновешивающих устройств.



Отверстия для присоединения к уравновешивающему устройству

Рис. 1. Схема пружинного привода с центральным расположением штанги: 1 – шток, 2 – пружины сжатия, 3 – основание, 4 – плита, 5 – стяжки, 6 – штанга, 7 – траверса

Жесткость каждой из пружин можно определить из уравнения:

$$c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot m_{\text{IIIT}} / 4 \tag{1}$$

t – время перемещения штанги из одного крайнего положения в другое; *m*_{шт} – масса штанги.

Максимальное усилие пружины равно:

$$F_{max} = cL_{\rm np} \tag{2}$$

*L*_{пр} – рабочий ход пружины.

Количество ходов штанги в минуту определяет время перемещения из одного крайнего положения в другое.

На рис. 2 представлена схема пружинного привода с рекуперацией энергии. Пружинный привод состоит из двух пружин сжатия 1 и 1а, соединенных между собой гибким элементом 2, который вместе с двумя отклоняющими блоками 4, закрепленными на штанге, образуют обратный полиспаст. Одним торцом пружины закреплены на траверсе 6, а другой

торец пружины упирается в диск, с прикрепленным к нему гибким элементом 2, проходящим внутри пружины. Две пары отклоняющих блоков 3 и 3а, расположенных параллельно штанге, формируют конфигурацию пружинного привода. Для данной схемы рабочий ход пружин L_{np} в два раза меньше максимального хода штанги $2z_{max}$.

$$L_{\rm np} = z_{max} \tag{3}$$

Жесткость каждой пружины и максимальное усилие будут соответственно равны:

$$c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot m_{\text{IIIT}}/2 \tag{4}$$

$$F_{max} = 2z_{max}c \tag{5}$$

Рабочий ход пружины составляет больше половины рабочего хода штанги.

Время перемещения штанги из одного крайнего положения в другое определяется из выражения:

$$t = \pi \sqrt{\frac{m_{\rm IIIT} + \frac{2}{3}m_{\rm IIIp}}{2c}} \tag{6}$$

 $m_{\rm пp}$ – масса пружины.



Рис. 2. Схема пружинного привода для штангового скважинного насоса: 1,1а – пружины сжатия; 2 – гибкий элемент; 3,3а – блоки, закрепленные на основании; 4 – блоки, закрепленные на штанге; 5 – штанга; 6 – траверса

С точки зрения снижения энергозатрат, достаточно эффективным решением является использование двух рассмотренных вариантов со взаимным уравновешиванием массы штанг двух приводов, для скважин работающих на небольших удалениях [16]. При этом один линейный электромагнитный привод используется для компенсации диссипативных потерь в двух пружинных приводах штанговых скважинных насосов (рис. 3).



Рис. 3. Схема пружинных приводов синхронно работающих в противофазе

Рассмотрим характеристики пружинных приводов для рабочей операции при массе штанги $m_{\rm шт} = 1886$ кг, рабочим ходом 1800мм при количестве циклов в минуту 15.

Жёсткость каждой пружины привода с грузовым уравновешиванием должна быть равна с=4715Н/м и максимальное усилие пружины будет составлять F_{max}=4715Н. А масса каждой из пружин будет равна 10 кг.

Работа, выполненная пружинным приводом равна 9430Дж за цикл, средняя мощность составляет 2,36кВт, а потребляемая мощность двигателем для компенсации диссипативных потерь будет составлять около 0,5кВт.

Когда две скважинные установки 1 и 2 (рис. 3) соединены линейным двигателем 3 и работают в противофазе, то масса каждой пружины будет составлять 5 кг.

Простым и дешевым вариантом, которое используются в большинстве приводов штанговых скважинных насосов, является грузовое уравновешивание. В качестве противовеса может использоваться подвеска штангового скважинного насоса, расположенного поблизости и связанная

с ним кинематической связью [16]. При невозможности использовать взаимное уравновешивание постоянной статической нагрузки можно воспользоваться или традиционным грузовым уравновешиванием или уравновешивающими пружинными устройствами.

Реализация уравновешивающего устройства с помощью пружин обеспечивается последовательным соединением кривошипно-ползунного механизма и кривошипно-кулисного механизма, где кривошип является их общим элементом, а длина кривошипа равна длине шатуна и равна расстоянию между осями шарнирных соединений кулисного механизма с основанием [9]. Схема пружинного уравновешивающего устройства представлена на рис. 4.



Рис. 4. Схема уравновешивающего устройства с пружинами растяжения для привода штангового скважинного насоса: 1 – поворотное звено, 2 – блок, 3 – гибкий элемент, 4 – сдвоенный блок, закрепленный на основании, 5,6 – пружины

Жесткость каждой из уравновешивающих пружин равна:

$$c = \frac{m_{\rm шт} \cdot g}{4l}$$
(7)
Максимальное усилие пружины определяется из выражения:

$$F_{max} = 2lc$$
(8)

На рис. 5 представлена схема уравновешивания штанги на основе пружин сжатия.



Рис. 5. Схема уравновешивания штанги на основе пружин сжатия: 1 – пружинный привод; 2,2а – гибкие элементы; 3 – сдвоенный блок; 4 – поворотное звено; 5 – шатун; 6 – гибкий элемент; 7,8 – блоки; 9 – штанга

Максимальное усилие пружины определяется массой штанги $m_{\rm шт}$, а расчетный рабочий ход штанги, равный 4*l*, позволяет определить массу пружины в зависимости от размеров уравновешивающего устройства. Наибольший рабочий ход пружины составляет 2*l*, но с целью повышения долговечности пружин, рекомендуемый рабочий ход $L_{\rm пр}$ взят меньше.

Рассмотрим диапазон уравновешиваемых масс штанги, например, 1200кг, 2000кг, 3000кг и 4000кг. На самом деле диапазон рабочих масс значительно шире. Для уравновешиваемой массы m=8000кг необходимо использование двух уравновешивающих устройств, показанных на рис.5, располагая их с обеих сторон по отношению к уравновешиваемой массе штанги. Схема с использованием двух уравновешивающих устройств показана на рис. 6.



Рис. 6. Схема уравновешивания штанги массой 8000 кг на основе пружин сжатия: 1 – пружинный привод; 2,2а – гибкие элементы; 3 – сдвоенный блок; 4 – поворотное звено; 5 – шатун; 6 – гибкий элемент; 7,8, 10 – блоки; 9 – штанга; 11 – пружинный привод, соединенный со штангой

Максимальные усилия пружин для этого ряда уравновешиваемых масс, соответственно, равны 5000, 10000, 15000 и 20000 Н. Длины поворотных звеньев выбраны произвольным образом.

В таблице 1 приведены основные характеристики пружин уравновешивающих устройств.

Macca	Длина	Жесткость	Максимальное	Macca	Рабочий ход
штанги т _{шт} ,	поворотного	пружины с,	усилие	двух	пружины
[кг]	звена l, [мм]	[Н/м]	пружин F, [H]	пружин,	$L_{\Pi D}, [MM]$
				[кг]	r
4000	1500	6700	20 000	194	2500
3000	1250	6000	15 000	116	2000
2000	1000	5000	10 000	66	1500
1200	1000	3000	5 000	37	1500

Таблица 1. Основные характеристики пружин уравновешивающих устройств

Для уравновешиваемой массы в 4000кг в стандарте ГОСТ 13776-86 с максимально возможным усилием 20000Н имеется только пружина № 68. При уравновешивании масс, превышающих 4000кг, целесообразно перейти к модульному принципу построения систем уравновешивания. Необходимо выбрать минимальный шаг изменения уравновешиваемой массы m_{шт}*. В этом случае можно построить, например, геометрический ряд пружин со знаменателем 2. Тогда ряд примет следующий вид: 2m_{шт}*, 4 m_{шт}*, 8 m_{шт}*, 16m_{шт}*. При максимальной величине уравновешиваемой массы равной 8000кг получим m_{шт}*=500кг и следующий ряд 1000 кг, 2000 кг, 4000 кг.

Выводы

Представленные в работе пружинные приводы с рекуперацией энергии имеют существенные преимущества перед классическими балансирными приводами штанговых скважинных насосов. Прежде всего, это уменьшение в несколько раз: массы и габаритов установок, потребления электроэнергии, возможность разработки приводов с автономным питанием от солнечных батарей и ветрогенераторов. В некоторых случаях возможна поставка таких приводов полностью в собранном виде в морском контейнере.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. –М.: Машиностроение, 1978. –184 с.
- [2] Мехатроника: Пер. с яп./ Т.Исии, И.Симояма, Х.Иноуэ и др.-М.: Мир.-1988.-С.318.
- [3] Акинфиев Т.С. Резонансные манипуляционные системы с электроприводом. –М.: Машиноведение. –1983. –№6. С.18–23.
- [4] Патент Р.Ф. 1544550. Резонансный привод /В.И. Бабицкий, А.А. Котлячков, Б.Л. Саламандра, В.А. Чечеров, А.В. Шипилов, В.Н.Панин // Б.И.-1990.-№7.
- [5] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. М.: Наука. 2006.
- [6] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., Владов И.Л., Данилевский В.Н., Жавнер В.Л., Колискор А.Ш., Петров Л.Н., Серков Н.А., Модестов М.Б., Ушаков В.И., Тихомиров В.Г., Ковалев В.Е. Манипуляционные системы роботов. Москва, Машиностроение, 1989. 471 с.

- [7] Salamandra B.L. Analysis of ways to stabilize the position of the label on automatic packaging machines // Problems of mechanical engineering and machine reliability. 2017. № 2. P. 106-112.
- [8] Надеждин, И.В. Исполнительные механизмы цикловых машинавтоматов и мехатронных систем /И.В. Надеждин. – Изд.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015.– 280 с.
- [9] Zhavner V.L., Belogur V.P., Zhavner M.V., Wen Zhao Development and Research of Mechatronic Spring Drives with Energy Recovery for Rod Depth Pumps. Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", 2020. pp. 38-51.
- [10] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elertromagnetische Vorrichtung zur Erztugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritatsdatum 1.Juni 1928.
- [11] API SPEC 11E, 20th Edition, October 2022 –Pumping Units.
- [12] Патент № 2741187 РФ. Привод скважинного штангового насоса / В.П. Белогур, В.Л. Жавнер, М.В. Жавнер, В. Чжао. – Заявка № 2020135561 от 29.10.2020; опубл. 22.01.2021, Бюл. № 3.
- [13] Патент № 2777174 РФ. Пружинный привод глубинного скважинного насоса / В.П. Белогур, В.Л. Жавнер, М.В. Жавнер, В. Чжао. – Заявка № 2021125841 от 01.09.2021; опубл. 01.08.2022, Бюл. № 22.
- [14] V.L. Zhavner, O.N. Matsko, M.V. Zhavner, Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. International Review of Mechanical Engineering Comparative Analysis of (I.RE.ME.) 2018, No.12. 9. pp 784-789.
- [15] CN2284867U Y, 1998. 06. 24/ Linear motor driven beam-pumping unit Shen Fengquan, Sun Ping, Wang Tongbin
- [16] Патент № 2770704 РФ. Способ добычи нефти с помощью ШГН станка-качалки и конструкция последнего для реализации этого способа/ Э.И. Деникин. Заявка № 2021111429 от 20.04.2021; опубл. 21.04.2022, Бюл. № 12.

V.L. Zhavner¹, Sen Li², M.V. Zhavner², Wen Zhao³

SPRING ACTUATORS FOR ROD BOREHOLE PUMPS

¹ St.Petersburg, Russia;

²Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia; ³Northeast Forestry University, China

Abstract

The article discusses the use of spring drives with energy recovery for rod well pumps for the oil industry. The work is devoted to the development of new types of drives for rod borehole pumps, in particular, spring drives with energy recovery, which will reduce the size, weight and energy consumption several times. As an example, drives for pumping oil from wells are taken. The main idea is to build a spring drive with energy recovery in the form of an oscillatory system in which the potential energy of the springs is converted into the kinetic energy of the rod and the subsequent conversion of the kinetic energy of the rod into the potential energy of the springs, linear motors of various designs are used to compensate for dissipative losses. The advantage of this spring drive with energy recovery is a significant reduction in its mass, which makes it possible to do without a foundation and can be placed in containers directly above the wellhead. It is proposed to use a spring drive both as the main drive and for a balancing device. Two variants of drives are considered. The first variant of the drive using balancing with the help of a load. The second option is for synchronous operation of two drives operating in antiphase, providing mutual balancing of the weight of the rods. It is shown that with load balancing, the mass of the power springs is twice as large when compared with drives operating synchronously. A comparative analysis with the same number of cycles per minute and the same weights of the rods showed that the amount of energy consumed during load balancing will be twice as much. The possibility of autonomous power supply through the use of solar panels and wind generators is shown.

Key words: energy saving, spring drive, energy recovery, cyclic operation, rod borehole pumps, inertial forces, balancing devices, performance.

REFERENCES

- [1] Levin A.I. Mathematical modeling in research and design of machine tools. -M .: Engineering, 1978. -184 p.
- [2] Mechatronics: Per. from Japanese / T. Ishii, I. Simoyama, H. Inoue et al.-M.: Mir.-1988.-p.318.
- [3] Patent R.F. 1544550. Resonant drive /V.I. Babitsky, A.A. Kotlyachkov, B.L. Salamander, V.A. Checherov, A.V. Shipilov, V.N. Panin // B.I.-1990.-№7.
- [4] Akinfiev T.S. Resonant handling systems with electric drive. –M .: Engineering science. –1983. –№6. P.18-23.
- [5] Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I. Theoretical foundations of robotics. In 2 book M .: Science. 2006.

- [6] Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I., et al. Manipulation systems of robots. M.: Mechanical Engineering. 1989.- P.279-286.
- [7] Salamandra B.L. Analysis of ways to stabilize the position of the label on automatic packaging machines // Problems of mechanical engineering and machine reliability. 2017. № 2. P. 106-112.
- [8] Nadezhdin, I.V. Executive mechanisms of cyclic automatic machines and mechatronic systems / I.V. Nadezhdin. - Ed.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015.– 280 p.
- [9] Zhavner V.L., Belogur V.P., Zhavner M.V., Wen Zhao Development and Research of Mechatronic Spring Drives with Energy Recovery for Rod Depth Pumps. Advances in Mechanical Engineering: Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education", 2020. pp. 38-51.
- [10] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elertromagnetische Vorrichtung zur Erztugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritatsdatum 1.Juni 1928.
- [11] API SPEC 11E, 20th Edition, October 2022 –Pumping Units.
- [12] Patent No. 2741187 RU. Downhole rod pump drive. / V.P.Belogur, V.L. Zhavner, M.V. Zhavner, W. Zhao. Appl. No. 2020135561 from 29.10.2020; publ. 22.01.2021, Bul. No. 3.
- [13] Patent No. 2777174 RU. Spring Drive Downhole Pump. / V.P.Belogur, V.L. Zhavner, M.V. Zhavner, W. Zhao. – Appl. No. 2021125841 from 01.09.2021; publ. 01.08.2022, Bul. No. 22.
- [14] V.L. Zhavner, O.N. Matsko, M.V. Zhavner, Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. International Review of Mechanical Engineering Comparative Analysis of (I.RE.ME.) 2018, No.12. 9. pp 784-789.
- [15] CN2284867U Y, 1998. 06. 24/ Linear motor driven beam-pumping unit Shen Fengquan, Sun Ping, Wang Tongbin
- [16] Patent No. 2770704 RU. The method of oil production using a SRP pumping unit and the design of the latter for the implementation of this method / E.I. Denikin. Appl. No. 2021111429 from 20.04.2021; publ. 21.04.2022, Bul. No. 12.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01, 531.22/23 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-540

Ю.М. Замурагин

АНАЛИЗ УСТРОЙСТВА СМАТЫВАНИЯ И ПРОТЯГИВАНИЯ ЛЕНТОЧНОГО МАТЕРИАЛА С ПОСТОЯННОЙ СКОРОСТЬЮ



Юрий Михайлович Замурагин Институт Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН Россия, Москва Тел.: +7(499)135-5513, E-mail: yury.zamuragin@yandex.ru

Аннотация

Ленточные материалы широко используются в различных отраслях промышленности. При автоматической обработке таких материалов в машинах и оборудовании важным является обеспечивать постоянную силу натяжения сматываемой с рулона ленты. Для этой цели автором разработан специальный механизм. Исследуется возможность его применения для равномерной размотки рулонных материалов. Результаты показали, что данное устройство может обеспечить разматывание рулонного материала с постоянной скоростью без провисов и без скачков силы натяжения.

Ключевые слова: натяжение ленты, размоточный механизм, дискретная протяжка, равномерная протяжка, рулонные материалы.

Введение

Гибкие листовые материалы широко используются в полиграфии, текстильной промышленности, а также для производства изделий из металла, пластика, бумаги и т.п. Для удобства транспортировки и хранения листовые материалы заготавливаются в рулонах. Исследование литературы показывает, что операции смотки и намотки рулонов имеют критически важное значение. Например, в металлургии это оказывает влияние на напряженно-деформированное состояние материала [1, 2]. Натяжение лент композиционных материалов влияет на качество готовых деталей [3-5]. В полиграфии при рулонной печати необходимо с одной стороны избегать провиса материала, а с другой стороны слишком большая сила натяжения может привести к обрыву ленты. Кроме того, процесс осложняется тем, что печать производится на высоких скоростях [6, 7]. В текстильной промышленности также требуется обеспечивать постоянство силы натяжении материала [8, 9]. В фасовочно-упаковочном оборудовании потеря натяжения приводит к ухудшению качества проводимых технологических операций или может являться причиной замятия материала в узлах машины [10-12].

Существует устройств большое количество И механизмов, предназначенных для обеспечения постоянства натяжения сматываемого материала. Наиболее широко распространены устройства с колодочным тормозом [13-15]. Несмотря на все их преимущества, такие устройства нельзя использовать для дискретной протяжки ленты (т.е. в режиме стартстоп), т.к. в силу их конструктивных особенностей при разгоне привод будет воспринимать инерционную нагрузку от массивного рулона, а при торможении возможен инерционный выбег рулона. В работах [16-17] предлагается мехатронное устройство, предназначенное для работы в дискретном режиме. Данное устройство позволяет обеспечить постоянное натяжение ленты весом натяжного ролика и уменьшить нагрузку на привод протягивания. Недостатками устройства являются его сложность (наличие дополнительной системы управления натяжным роликом) и то, что устройство работоспособно только когда момент сопротивления вращению рулона превышает момент, действующий от собственного веса натяжного ролика. Если это условие не выполняется, натяжной ролик будет разматывать рулон под действием собственного веса и переместится до своего естественного упора, что приведет к потере натяжения.

В работе [18] предложено устройство, предназначенное для дискретного протягивания рулонного материала в фасовочно-упаковочных автоматических линиях (рис. 1). Наличие кинематической связи между подвижным натяжным роликом и колодочным тормозом позволяет обеспечить регулирование тормозного момента на рулоне при сматывании с него материала.

Целью данной статьи является исследование применимости механизма (рис. 1) в случае его использования для равномерного сматывания материала с рулона.



Рис. 1. Общий вид устройства: 1 – узел установки рулона, 2 – рулон, 3 – гибкая лента, 4 – неподвижные ролики, 5 – натяжной ролик, 6 – технологическая станция, 7 – узел захвата, 8 – привод протягивания, 9 – поворотный рычаг, 10 – планшайба, 11 – кулачки, 12 – барабан колодочного тормоза, 13 – тормозные колодки, 14 – поворотный рычаг, 15 – пружина, 16 – регулируемые упоры.

При работе в дискретном режиме в исходном состоянии механизма (до начала сматывания материала с рулона) между кулачками 11 и упорами 16 имеет место зазор (зона зажатого тормоза на рис. 2), следовательно, колодки 13 тормоза прижаты к тормозному барабану 12 усилием пружины 15, обеспечивающей максимальный тормозной момент. Рулон 2, жестко связанный с тормозным барабаном, заторможен, и вся лента от рулона до узла захвата 7 натянута некоторым усилием от веса Р натяжного ролика 5. При срабатывании привода протягивания 8 в начальной фазе движения (при разгоне) привод протягивания, преодолевая силу натяжения и инерцию ролика 5, будет поднимать ролик, поворачивая рычаг 9 и жестко связанную с ним планшайбу 10. В результате между кулачками, установленными на планшайбе, и упорами выберется зазор (зона отпущенного тормоза на рис. 2), и рычаги 14 с колодками начнут раздвигаться, преодолевая усилие пружины и уменьшая тормозной момент. Когда тормозной момент станет меньше, чем момент от силы натяжения ленты, рулон начнет вращаться, а лента 3 сматываться. По мере разгона рулона натяжной ролик перестанет подниматься вверх и остановится в положении, когда момент от силы натяжения ленты станет равным тормозному моменту – начало фазы установившегося движения. После её завершения при торможении и остановке привода протягивания массивный рулон продолжит вращение по инерции, натяжной ролик будет перемещаться вниз, поворотный рычаг и планшайба повернется против часовой стрелки. В конечном итоге между кулачками и упорами образуется исходный зазор, колодки станут обжимать

тормозной барабан, и вся кинетическая энергия, полученная рулоном в первых двух фазах протягивания, будет погашена максимальным тормозным моментом от полного усилия пружины. В результате на всех фазах протягивания сохраняется натяжение ленты.



Рис. 2. Рабочая зона устройства.

Методы

Для анализа работы механизма в режиме разматывании рулона с постоянной скоростью рассмотрим состояние равновесия рычага 9 механизма (см. рис. 1).

При разматывании материала с постоянной скоростью ускорение рулона равно нулю и момент от силы натяжения F_T уравновешивается моментом от сил трения $\mu(N_1+N_2)$ в колодочном тормозе. Поворотный рычаг поднят, подшипники на планшайбе находятся в контакте с упорами (рис. 2) и возникает сила реакции F_S между ними. При возникновении этой силы поджатие тормозных колодок, установленных на рычагах, к тормозному барабану ослабевает, и сила трения в колодочном тормозе уменьшается. Запишем уравнения равновесия элементов устройства (рис. 3):

$$\begin{cases} F_{T}R = \mu (N_{1} + N_{2})r \\ (N_{1} + N_{2})L = 2F_{0}l_{0} - F_{s} (l_{1} + l_{2}) \\ (2F_{T} - P)b = 2F_{s}a \end{cases}$$
(1)





Рис. 3. Элементы устройства: *a*) рычаг; *b*) стойки; *c*) рулон.

Введем следующие безразмерные комплексы и переменные:

$$\lambda = (l_1 + l_2)/L; \lambda_0 = l_0/L; \kappa = a/b; \xi = R/r$$

$$\Phi_T = F_T/P; \Phi_S = F_S/P; \Phi_0 = F_0/P; N = (N_1 + N_2)/P$$
(2)

Преобразовав (1) и подставив безразмерные величины из (2), получим выражения для безразмерных силы натяжения, силы реакции в упорах и силы реакции в колодочном тормозе в зависимости от текущего безразмерного радиуса рулона ξ:

(*a*)

$$\Phi_{T} = \frac{\mu (4\lambda_{0}\kappa\Phi_{0} + \lambda)}{2(\kappa\xi + \mu\lambda)};$$

$$\Phi_{S} = \frac{4\mu\lambda_{0}\Phi_{0} - \xi}{2(\kappa\xi + \mu\lambda)};$$

$$N = \frac{\xi (4\lambda_{0}\kappa\Phi_{0} + \lambda)}{2(\kappa\xi + \mu\lambda)}.$$
(3)

Исходя из полученных соотношений (3) можно подобрать усилие поджатия пружины Φ_0 , при котором подшипники на планшайбе будут находится в контакте с упорами на протяжении всего процесса размотки ленточного материала. Найдем требуемую силу поджатия из условия $\Phi_s>0$ на протяжении всего процесса размотки:

$$\Phi_0 > \xi_{\text{max}} / 4\mu\lambda_0 \tag{4}$$

Наибольший интерес представляет зависимость силы натяжения рулонного материала Φ_T . Из соотношения (3) видно, что для обеспечения постоянства силы натяжения, необходимо обеспечить следующее условие:

$$\kappa \xi_{max} \ll \mu \lambda$$

На рис. 4 показаны зависимости сил от безразмерного радиуса рулона полученные для следующего набора параметров:

$$\lambda_0 = 1,0; \lambda = 3,0; \Phi_0 = 2,5; \kappa = 0,10; \mu = 0,3; \xi = [0;3]$$
 (5)

Из рис. 4, *а* видно, что на протяжении всего процесса размотки упоры находятся в контакте с кулачками планшайбы. Сила поджатия тормозных колодок к барабану N с уменьшением текущего радиуса рулона ξ также становится меньше (рис. 4, *b*). Это объясняется тем, что при уменьшении радиуса рулона и малом изменении силы натяжения, момент от этой силы, приложенный к рулону тоже уменьшается. Соответственно подвижный ролик поднимается выше, уменьшая силу поджатия тормозных колодок к барабану, тем самым уменьшая тормозной момент на рулоне, что позволяет ему продолжать разматываться под действием меньшего момента от силы натяжения. На рис. 4, *c* показана зависимость силы натяжения материала от

радиуса рулона. При заданных параметрах (5) сила натяжения меняется в пределах 0,50*P*-0,65*P*.



Рис. 4. Зависимость силы от радиуса рулона: *a*) сила прижатия кулачка к упору; *b*) сила прижатия тормозных колодок к барабану; *c*) сила натяжения ленточного материала.

Результаты

Было показано, что устройство разматывания и протягивания рулонного материала, состоящее из поворотного рычага с натяжным роликом, кинематически связанным с колодочным тормозом, обеспечивает постоянное натяжение ленты материала не только в дискретном режиме работы, но и в случае непрерывного разматывания ленты. При этом механизм обеспечивает постоянную силу натяжения ленточного материала, малую нагрузку на привод разматывания в начале работы и не допускает инерционный выбег рулона в случае остановки.

Выведены соотношения, которые позволяют подобрать параметры устройства таким образом, чтобы обеспечить требуемый режим работы.

Обсуждение

Дальнейшее совершенствование конструкции данного механизма целесообразно в направлении автоматического регулирования силы

поджатия пружины Ф0 в зависимости от текущего радиуса рулона. Это позволит почти полностью исключить колебания силы натяжения в процессе разматывания.

Заключение

Провисание ленточных материалов при автоматической обработке в машинах и оборудовании во многих случаях является критическим и влияет на качество изготавливаемых изделий. Как показано в настоящей статье, разработанное устройство разматывания и протягивания рулонного материала является универсальным и эффективно работает как в режиме старт-стоп, так и при равномерном разматывании рулонных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Шохин В. В., Андреев А. И., Морковина П. С. Моделирование прокатного стана с использованием физических и математических моделей //Электротехнические системы и комплексы. – 2017. – №. 2 (35). – С. 13-18.
- [2] Мещеряков В. Н., Усов С. В. Математическое моделирование процесса намотки тонкой стальной полосы в рулон //Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2014. – №. 10-2. – С. 157-162.
- [3] Габриельс К. С., Караева О.А., Кудрин А.М., Полухин Д.В. Разработка технологии автоматизированной выкладки полимерного композиционного материала //Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2017. – Т. 13. – №. 3. – С. 139-143.
- [4] Микитинский А. П. Система регулирования натяжения композиционного материала при изготовлении изделий методом выкладки //Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. №. 1. С. 452-458.
- [5] Кутьин А. Ю. Динамика взаимодействия элементов системы управления плотностью композитной намотки // Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. №. 11. С. 415-428.
- [6] Щербина Ю. В. Системы управления натяжением ленты в рулонных печатных машинах //Вестник Московского государственного университета печати. 2011. №. 1. С. 221-237.
- [7] Щербина Ю. В. Математическое моделирование системы управления натяжением ленты с электрическим рулонным тормозом //Вестник Московского государственного университета печати. 2011. №. 1. С. 215-220.

- [8] Зайцев В.А., Головушкин Б.А., Грименицкий П.Н., Ерофеева Е.В. Математическое моделирование работы системы перемещения полотна в процессе отбеливания ткани. Изв. вузов. Химия и хим. технология. 2021. Т. 64. Вып. 12. С. 91-97.
- [9] Степанов П. Е., Усов А. Г. Математическое моделирование узла размотки рулона текстильных и полиграфических материалов //Современные наукоемкие технологии. 2020. №. 12-2. С. 317-323.
- [10] Matthews J., Hicks B.J., Mullineux G., Goodwin J., Burke A. Modelling the Material Flow and Web Tension in the Vertical Form–fill–seal Packaging Process // Packaging Technology and Science. 2011. Vol. 24. No. 8. P. 435.
- [11] Coles R., McDowell D., Kirwan M. J. (ed.). Food packaging technology. CRC press, 2003. – T. 5.
- [12] Hughes H.A. Food Packaging Machinery // Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering. Academic Press, 2019. P. 717.
- [13] Niederer K., Let-off device with constant tension. Патент №US7338004B2, 04.03.2008 г.
- [14] Осипов В.Г., Шошунов Н.Л. Регулятор натяжения гибкого элемента, сматываемого с барабана. Патент №RU2162434C1, 27.01.2001 г.
- [15] Осипов В.Г., Шошунов Н.Л. Регулятор натяжения гибкого элемента, сматываемого с барабана (варианты). RU2162435C1, 27.01.2001 г.
- [16] Вэнь Ч., Чуаньчао Я., Жавнер В. Л. Разработка и исследование системы приводов для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2021. – №. 10. – С. 432-446.
- [17] 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, "Mo ern Engineering: Science in Education", Saint Petersburg, Russia, June 2019. 2019 vol. 1, p 209-220
- [18] Замурагин Ю.М., Саламандра Б.Л., Саламандра К.Б. «Устройство разматывания и протягивания рулонного материала». Патент №RU2790182C1, 15.02.2023.

ANALYSIS OF A DEVICE FOR WINDING AND DRAWING TAPE MATERIAL WITH A CONSTANT SPEED

A.A. Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of the RAS

Abstract

Tape materials are widely used in various industries. In the automatic processing of such materials in machines and equipment, it is important to ensure a constant tension force of the tape unwound from the roll. For this purpose, the author has developed a special mechanism. The possibility of its application for uniform unwinding of rolled materials is being investigated. The results showed that this device can unwind the rolled material at a constant speed without sagging and without tension surges.

Key words: tape tension, unwinding mechanism, discrete pulling out, steady pulling out, roll materials.

REFERENCES

- [1] Shokhin V.V., Andreev A.I. Morkovkina P.S. Modeling a rolling mill using physical and mathematical models. Electrical systems and complexes. 2017 no. 2 p. 13-18. (rus.)
- [2] Meshcheryakov V.N., Usov S.V. Mathematical modeling of the process of winding a thin steel strip into a coil // Tidings of the Tula State University. Technical science. 2014. No. 10-2. p. 157-162. (rus.)
- [3] Gabriels K.S., Karaeva O.A., Kudrin A.M., Polukhin D.V. Development of technology for automated laying out of polymer composite material. Bulletin of the Voronezh State Technical University. – 2017. – No. 3. – p. 139-143. (rus.)
- [4] Mikitinskiy A.P. Composite material tension control system in the manufacture of products by the calculation method. Tidings of the Tula State University. Technical science. 2023. No. 1. p. 452-458. (rus.)
- [5] Kut'in A.Yu. Dynamics of interaction between elements of the composite winding density control system // Modern Engineering: Science in Education. – 2022. – No. 11. – p. 415-428. (rus.)
- [6] Shcherbina Yu.V. Tape tension control systems for web presses. Bulletin of the Moscow State University of Printing Arts. – 2011. – No. 1. – p. 221-237. (rus.)
- [7] Shcherbina Yu.V. Mathematical modeling of a belt tension control system with an electric roll brake. Bulletin of the Moscow State University of Printing Arts. 2011. No. 1. p. 215-220. (rus.)
- [8] Zaytsev V.A., Golovushkin B.A., Grimenitskiy P.N., Erofeeva Ye.V. Mathematical modeling of the operation of the web moving system in the process of fabric bleaching. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Khimiya i Khimicheskaya Tekhnologiya. 2021. No. 12. p. 91-97. (rus.)
- [9] Stepanov P.E., Usov A.G. Mathematical modeling of the unit for unwinding a roll of textile and printing materials. Modern high technologies. – 2020. – No. 12-2. – p. 317-323. (rus.)
- [10] Matthews J., Hicks B.J., Mullineux G., Goodwin J., Burke A. Modelling the Material Flow and Web Tension in the Vertical Form–fill–seal Packaging Process // Packaging Technology and Science. 2011. Vol. 24. No. 8. P. 435.
- [11] Coles R., McDowell D., Kirwan M. J. (ed.). Food packaging technology. CRC press, 2003. – T. 5.
- [12] Hughes H.A. Food Packaging Machinery // Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering. – Academic Press, 2019. P. 717.
- [13] Niederer K., Let-off device with constant tension. Patent no. US7338004B2, 04.03.2008 Γ.
- [14] Osipov V.G., Shoshunov N.L. Tension regulator for flexible member wound off drum. Patent no RU2162434C1, 27.01.2001.
- [15] Osipov V.G., Shoshunov N.L. Tension regulator for flexible member wound off drum (versions). Patent no. RU2162435C1, 27.01.2001.
- [16] Victor L. Zhavner, Wen Zhao, Chuanchao Yan Development and research of a drive system for unwinding and pulling rolled materials in a discrete mode. Modern Engineering: Science in Education – 2021. – №. 10. – p. 432-446. (rus.)
- [17] 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 in Education", Saint Petersburg, Russia, June 2019. 2019 vol. 1, p 209-220
- [18] Zamuragin Yu.M., Salamandra B.L., Salamandra K.B. Device for unwinding and drawing of roll material. Patent no RU2790182C1, 15.02.2023.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 65.011.56 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-541

М.В. Пономаренко¹, Ю.С. Андреев²

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВОМ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ ГИБКИХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СИСТЕМ



¹Михаил Викторович Пономаренко, Университет ИТМО Россия, Санкт-Петербург Тел.: 8 (812) 703-39-30, E-mail: <u>ponomarenko.mx@gmail.com</u>



²Юрий Сергеевич Андреев, Университет ИТМО Россия, Санкт-Петербург Тел.: E-mail: <u>ysandreev@itmo.ru</u>

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы взаимодействия и интеграции систем различных классов, предназначенных для автоматизации гибких производственных систем (ГПС) с учетом подходов индустриальных киберфизических систем в приборостроительных и машиностроительных отраслях. В результате предложена архитектура комплексного решения для автоматизации процессов производства, в результате которого возможно создания цифрового двойника процесса производства, а также умной фабрики за счет использования связки конструкторской, технологической и производственной спецификаций, а также связи цифрового с физическим уровнем.

Ключевые слова: киберфизические системы, автоматизация производственных процессов, гибкие производственные системы, MES, цифровой паспорт изделия, умная фабрика.

Введение

Современные задачи в области отечественного приборостроения требуют внедрение новых программных решений и подходов к оптимизации использования используемого парка станков и оборудования. Это обусловлено внешнеполитической ситуацией, а также состоянием отрасли станкостроения в России [1], которая находится в упадке. Таким образом одной из ключевых задач многих предприятий, в том числе и приборостроительной отрасли, является повышение эффективности использования станочного парка и продления срока службы имеющихся единиц оборудования. Для этих задач используются различные программные продукты и решения, которые могут относится к различным выделяются MES согласно стандарта ISA-95, а именно, классам (Manufacturing Execution System), ERP (Enterprise Resource Planning), SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) [2].

Целью данной работы является изучение архитектурных решений и взаимодействия систем разных учетом различных классов с сценариев. пользовательских Известные подходы решения И рассматриваются в контексте жизненного цикла изделия, в частности, такое решение представлено в работе Рогозова Ю.И. [3]. Для предприятий важно иметь производственные системы, которые обеспечивают достаточную гибкость для эффективной технологической подготовки производства различной продукции, а также быстрой адаптации производства с точки зрения экономической ситуации [4]. В данной работе также рассматриваются гибкие производственные системы (FFMSs - Focused Flexibility Manufacturing Systems), описание которых рассмотрено в различных источниках, в частности в книге Tolio T. и обзорной статье De Toni A. [5,6]. Указанная тема изучается с 70х годов не только иностранными учеными, но также подробно рассмотрена в работах отечественных видных деятелей [7]. В работах авторов описана проблематика парадигмы совместной автоматизации, которая представляет собой децентрализованные распределённые системы автоматизации, состоящие из умных реконфигурируемых мехатронных модулей.

Предлагаемая архитектура решения рассматривается в первую очередь для дискретных или мелкосерийных производств сложной продукции приборостроения или машиностроения, где в процессе изготовления выделяют этап подготовки производства, так как в этих отраслях он является наиболее трудоемким. Таким образом крайне важной задачей является управление процессом формирования производственных спецификации на основе конструкторско-технологических данных, которая в свою очередь является важным шагом на пути создания умных производств [8].

Методы

В рамках работы ставится задача по разработке архитектуры решения с учетом производственных задач приборостроительного предприятия дискретного типа, а также создание методики внедрения систем класса MES и ПоТ. Для решения поставленной задачи предлагается использовать программные продукты отечественных разработчиков и опыт внедрения ГК Аскон. Отличительной особенностью указанных систем является работа в контуре управления PLM системы, а также глубокая проработка интеграционного решения от датчиков и станков до уровня ERP. С точки зрения подходов индустриальных киберфизических систем (ICPS) важно обеспечивать связь физических объектов с их цифровым представлением умной производственной системы [9, 10], эта задача также была учтена и проработана в рамках исследования.

Результаты

работе наиболее В выполнен анализ часто применяемых пользовательских сценариев различных бизнес-процессов, характерные для приборостроительных и машиностроительных производств дискретного типа. Такие сценарии представляют собой визуализацию в виде схемы предполагаемую последовательность действий. которые должен предпринять пользователь, чтобы выполнить поставленную задачу, используя программные продукты. Сценарии к описанию выбирались исходя из практической значимости для отечественных предприятий, а также возможности реализации за счет имеющихся программных продуктов отечественных разработчиков программного обеспечения.

Список созданных сценариев:

- 1. процесс управления жизненным циклом инструмента (рис. 1);
- 2. процесс создания управляющих программ для станков с ЧПУ;
- 3. различные бизнес-процессы в MES системе;
- 4. передача данных между MES и ERP системами;
- 5. сценарий выполнения работ по техническому обслуживанию и ремонту;
 - 6. связь оборудования и MES системы;
 - 7. управление процессом листового раскроя.



Рис. 1. Управление жизненным циклом инструмента

На рис. 1 показано взаимодействие различных программных продуктов разных классов, которые позволяют решать задачу управления жизненным циклом инструмента. Задачами такой системы являются:

- 1. прозрачный учёт перемещения инструмента между подразделениями предприятия и контроля состояния инструмента, оснастки;
- 2. исключение возможности оператора выбирать компоненты инструмента;
- 3. заблаговременная подготовка инструмента и оснастки на операцию.

Для каждого сценария, указанного выше, были созданы схемы с целью определения рационального набора программных продуктов, а также интеграционных связей между ними. Эти данные легли в основу предлагаемой архитектуры.

На рис. 2 отображена верхнеуровневая схема архитектуры, которая включает системы класса CAD/CAM/CAE, систему управления производством класса MES, систему управления справочными данными (MDM) под управлением системы класса PLM/PDM.



Рис. 2. Архитектура взаимодействия систем

Так как рассматриваемые гибкие производственные системы могут быть распределенного типа, то важно учитывать возможность удаленного доступа и связь систем различного класса между удаленными площадками. Для решения этой задачи предлагается схема потоков данных в сложных распределённых сетях, представленная на рис. 3.



Рис. 3. Потоки данных в сложных распределенных сетях

На основе результатов проработки указанных задач предложено архитектурное решение, решающее задачи автоматизированного управления производством в гибких производственных системах. Это

позволяет повысить эффективность производственных процессов за счет уменьшения вероятности ошибок при передаче информации между участниками в процессе подготовки производства, а также позволяет использовать инструменты бережливого производства для снижения потерь. На рис. 4 показан один из вариантов такого архитектурного решения на основе программных продуктов отечественных разработчиков.



Рис. 4. Предлагаемая архитектурная схема

В решении выделяют 2 крупных блока: подготовка производства и управление производственными процессами, которые связаны между собой через систему класса PLM/PDM, которая в свою очередь имеет связь с другими программными продуктами, в том числе, класса ERP и QS.

Обсуждение

Данное решение позволяет решить задачи гибкого производства, в частности, автоматическое производство изделий различными партиями, переналадку на выпуск различных изделий в пределах характеристик ГПС, комплексную автоматизацию производства и другие задачи [11]. Также получить физическим уровнем важно связь с с точки зрения индустриальных киберфизических систем за счет применения системы мониторинга оборудования и интеграции с MES системой. Одновременно с этим имеется прямая связь в цепочке конструкторской, технологической и производственной спецификациях за счет использования единого решения. Такой подход позволяет использовать производственную спецификацию в качестве центрального элемента систем для задачи создания цифрового паспорта изделия. В дальнейшем это позволит перейти к задачам создания цифрового двойника процесса производства [12, 13, 14, 15].

Указанное решение является комплексным и базируется на существующих научных работах и дополнено с точки зрения интеграции и комплексного рассмотрения задачи цифровизации процессов производства, которые актуальны не только для отечественных, но и зарубежных производственных компаний [16].

Заключение

Предложенное решение учитывает актуальные задачи производственных предприятий приборостроительной И машиностроительных отраслей в части автоматизации и повышения эффективности процессов производственных И использования оборудования. Отдельные части предлагаемого решения успешно используются на отечественных предприятиях. Остаются не решенными задачи в части создания эффективной методики внедрения таких систем, которая позволила бы существенно процесс ускорить запуска в промышленную эксплуатацию систем такого класса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Бутов А. М. Рынок продукции станкостроения //М.: НИУ ВШЭ. Центр развития. 2020.
- [2] ANSI/ISA-95.00.01:2000, Enterprise-Control System Integration. Part 1: Models and Terminology (Интеграция систем управления предприятием. Часть 1. Модели и терминология)
- [3] Рогозов Ю.И., Свиридов А.С., Кучеров С.А. Архитектура информационных систем: учебное пособие. Ростов-на-Дону: Изд-во ЮФУ, 2014. 117 с
- [4] Colombo A. W., Harrison R. Modular and collaborative automation: achieving manufacturing flexibility and reconfigurability //International Journal of Manufacturing Technology and Management. – 2008. – T. 14. – №. 3-4. – C. 249-265.
- [5] Tolio T. Design of flexible production systems. Berlin/Heidelberg, Germany : Springer, 2008.
- [6] De Toni A., Tonchia S. Manufacturing flexibility: a literature review //International journal of production research. – 1998. – T. 36. – №. 6. – C. 1587-1617.

- [7] Хватов Б. Н. Гибкие производственные системы. Расчет и проектирование. 2008.
- [8] Osterrieder P., Budde L., Friedli T. The smart factory as a key construct of industry 4.0: A systematic literature review //International Journal of Production Economics. – 2020. – T. 221. – C. 107476.
- [9] Apilioğulları L. Digital transformation in project-based manufacturing: Developing the ISA-95 model for vertical integration //International Journal of Production Economics. – 2022. – T. 245. – C. 108413.
- [10] Wang X. Synergizes HeXie Management Framework with Program Management Approach for Industry 4.0 Transformation //E-Business. Digital Empowerment for an Intelligent Future: 22nd Wuhan International Conference, WHICEB 2023, Wuhan, China, May 26–28, 2023, Proceedings, Part I. – Cham : Springer Nature Switzerland, 2023. – C. 50-61.
- [11] Левенцов В. А., Радаев А. Е., Николаевский Н. Н. Аспекты концепции «Индустрия 4. 0» в части проектирования производственных процессов //π-Есопоту. – 2017. – Т. 10. – №. 1. – С. 19-31.
- [12] Сынков И. А. Цифровизация информационной системы управления затратами. Электронный цифровой паспорт изделия //Организатор производства. 2020. Т. 28. №. 3. С. 44-51.
- [13] Донецкая Ю. В. и др. Математическая модель цифрового паспорта электронного изделия //Международная конференция по мягким вычислениям и измерениям. – Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет ЛЭТИ им. ВИ Ульянова (Ленина), 2018. – Т. 1. – С. 438-441.
- [14] Курганова Н. В. и др. Внедрение цифровых двойников как одно из ключевых направлений цифровизации производства //International journal of open information technologies. 2019. Т. 7. №. 5. С. 105-115.
- [15] Walden J., Steinbrecher A., Marinkovic M. Digital product passports as enabler of the circular economy //Chemie Ingenieur Technik. – 2021. – T. 93. – №. 11. – C. 1717-1727.
- [16] Branca T. A. et al. The challenge of digitalization in the steel sector //Metals. - 2020. - T. 10. - N_{2} . 2. - C. 288.

AUTOMATED PRODUCTION MANAGEMENT SYSTEMS IN TERMS OF FLEXIBLE PRODUCTION SYSTEMS

ITMO University, Russia

Abstract

The article is devoted to the interaction and integration of systems of different classes designed to automate flexible manufacturing systems (FMS), taking into account the approaches of industrial cyber-physical systems in the instrumentation and mechanical engineering industries. As a result, the architecture of an integrated solution for the automation of production processes is proposed, as a result of which it is possible to create a digital twin of the production process, as well as a smart factory by using the bundle of design, process and production specifications, as well as the connection of the digital with the physical level.

Key words: cyber-physical systems, manufacturing process automation, flexible manufacturing systems, MES, digital product passport, smart factory.

REFERENCES

- [1] Butov A. M. Machine-tool products market // M.: National Research University Higher School of Economics. Development Center. 2020.
- [2] ANSI/ISA-95.00.01:2000, Enterprise-Control System Integration. Part 1: Models and Terminology.
- [3] Rogozov Y.I., Sviridov A.S., Kucherov S.A. Architecture of information systems: textbook. Rostov-on-Don: SFU Publishing House, 2014. 117 c
- [4] Colombo A. W., Harrison R. Modular and collaborative automation: achieving manufacturing flexibility and reconfigurability //International Journal of Manufacturing Technology and Management. - 2008. - T. 14. -№. 3-4. - C. 249-265.
- [5] Tolio T. Design of flexible production systems. Berlin/Heidelberg, Germany : Springer, 2008.
- [6] De Toni A., Tonchia S. Manufacturing flexibility: a literature review //International journal of production research. - 1998. - T. 36. - №. 6. - C. 1587-1617.
- [7] Khvatov B.N. Flexible production systems. Calculation and design. 2008.

- [8] Osterrieder P., Budde L., Friedli T. The smart factory as a key construct of industry 4.0: A systematic literature review //International Journal of Production Economics. - 2020. - T. 221. - C. 107476.
- [9] Apilioğulları L. Digital transformation in project-based manufacturing: Developing the ISA-95 model for vertical integration //International Journal of Production Economics. - 2022. - T. 245. - C. 108413.
- [10] Wang X. Synergizes HeXie Management Framework with Program Management Approach for Industry 4.0 Transformation //E-Business. Digital Empowerment for an Intelligent Future: 22nd Wuhan International Conference, WHICEB 2023, Wuhan, China, May 26-28, 2023, Proceedings, Part I. - Cham : Springer Nature Switzerland, 2023. - C. 50-61.
- [11] Leventsov V. A., Radaev A. E., Nikolaevsky N. N. Aspects of the concept of "Industry 4. 0" in terms of designing production processes //π-Economy. 2017. T. 10. №. 1. C. 19-31.
- [12] Synkov I. A. Digitalization of the information system of cost management. Electronic digital passport of the product // Production organizer. - 2020. -T. 28. - № 3. - C. 44-51.
- [13] Donetskaya Yu. V. et al. Mathematical model of digital passport of electronic product // International Conference on Soft Computing and Measurement. - Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education St. Petersburg State Electrotechnical University LETI named after V. Ulyanov (Lenin), 2018. - T. 1. - C. 438-441.
- [14] Kurganova N. V. et al. Introduction of digital twins as one of the key directions of digitalization of production //International journal of open information technologies. 2019. T. 7. №. 5. C. 105-115.
- [15] Walden J., Steinbrecher A., Marinkovic M. Digital product passports as enabler of the circular economy //Chemie Ingenieur Technik. - 2021. - T. 93.
 - №. 11. - C. 1717-1727.
- [16] Branca T. A. et al. The challenge of digitalization in the steel sector //Metals.
 2020. T. 10. №. 2. C. 288.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.55.49.81 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-542

А.Н. Попов¹, М.Н. Полищук², Д.В. Решетов³

ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ УДАРНЫЙ СТЕНД



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

Для проведения испытаний на ударное воздействие используются различные виды оборудования, в том числе горизонтальные ударные стенды. Наибольшее распространение горизонтальные стенды получили для испытания легковых автомобилей и их отдельных элементов, транспортных поддонов с различными грузами, вагонных сцепок и многого другого. В отличие от вертикальных стендов, в которых происходит накопление энергии против действия силы тяжести, все горизонтальные стенды реализации для удара оснащаются дополнительными приводами. Поэтому важной задачей при проектировании таких стендов является выбор параметров привода и обеспечивающих воспроизведение воздействий, расчет ударных импульсов ускорения заданной формы с требуемыми характеристиками (пиковыми значениями и длительностями).

работе рассмотрен один из В вариантов схемного решения горизонтального ударного стенда с пневматическим приводом, разработанного в СПбПУ, получены теоретические оценки характеристик воспроизводимых импульсов в зависимости от основных конструктивных параметров настроек. Теоретические верифицированы И оценки результатами компьютерного моделирования.

Ключевые слова: горизонтальный ударный стенд, пневматический привод, параметры ударных импульсов, аналитические оценки.

Введение

Механические испытания выполняются для большей части ответственных промышленных и бытовых изделий [1–3]. Одним из видов таких воздействий является удар. Испытания на ударные нагрузки регламентированы стандартами [4, 5] и проводятся на специальном оборудовании – ударных стендах, в частности пневматических [6–8]. Принципы работы пневматических ударных стендов хорошо известны и подробно описаны в [9-14].

Горизонтальные ударные стенды, как правило, применяются в тех случаях, когда необходимо испытывать крупногабаритные объекты, или, ударный импульс эксплуатации прикладывается когда при перпендикулярно вектору силы тяжести. Дополнительные ограничения по применению могут быть не связаны с моделированием физических процессов эксплуатации, а определяться исключительно техническими требованиями разработчика или наличием для испытаний только горизонтальной ударной машины.

Горизонтальные ударные машины – часто уникальные испытательные комплексы, и их разнообразие существенно меньше, чем у вертикальных стендов. Вместе с тем все ведущие производители ударного оборудования выпускают горизонтальные машины.

Классической технологией горизонтальных ударных испытаний следует считать краш-тесты для автомобилей, регламентированные Euro NCAP (European New Car Assessment Programme [15]) – европейским комитетом по проведению независимых краш-тестов автомобилей с оценкой активной и пассивной безопасности, или американским NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration [16]).

Горизонтальный ударный стенд компании Seattle Safety (США) [17], имеющей представительства в 10-ти странах мира, предназначен для различных испытаний, связанных с автомобилем, и обеспечивает разгонную силу 3100 кН, пиковое ударное ускорение 122 g, градиент торможения 30 g/мс при массе объекта испытаний до 4000 кг. Источником энергии в приводе компании Seattle Safety является сжатый воздух высокого давления. Горизонтальные ударные стенды компании DONGLING Technologies (КНР) серии SY-12 [18] предназначены для испытаний объектов массой до 600 кг, обеспечивают пиковое ударное ускорение до 100 g при длительности импульсов до 40 мс. Относительно небольшие массы объектов испытаний позволяют использовать в стендах серии SY-12 сжатый воздух с давлением не более 1,0 МПа.

Горизонтальный ударный стенд Hits 40 g [19] компании Lansmont (США) обеспечивает полусинусоидальный импульс при пиковом ударном ускорении 40 g, при длительности импульса 10 мс, массе объекта испытаний до 1361 кг при массе инерционного блока (сейсмической массе) 9100 кг. Для разгона каретки используется сжатый воздух при давлении 4,4 МПа.

Текущие рыночные потребности в испытаниях на горизонтальных стендах привели к тому, что, например, компания ТМС Solutions (КНР) разработала линейку из 7-ми горизонтальных пневматических ударных стендов [20] с грузоподъемностью от 50 до 1500 кг и с размером ударных столов от 500×700 мм до 1800×1800 мм.

Главными технологическими характеристиками и горизонтальных и вертикальных ударных стендов являются диапазоны воспроизводимых параметров импульсов ускорений, в первую очередь, пиковые значения, длительности и формы. Основной характеристикой конструкции стендов является достижимая скорость соударения стола (каретки) и инерционного блока (ИБ). В горизонтальных пневматических стендах для разгона обычно используется сжатый воздух высокого давления. При этом в лучших моделях горизонтальных ударных стендов объекты массой до 4000 кг могут разгоняться до скорости 25 м/с [17].

Методы

Схема разработанного стенда. Схема рассматриваемого в статье горизонтального стенда с высокими энергетическими характеристиками, приведена на рис. 1. Объект испытаний 7 закрепляется на каретке 8, приводимой в движение пневмоцилиндром разгона 14. Каретка имеет опоры качения с геометрическим замыканием профильной направляющей 11. В исходном положении каретка стоит на упоре 10, а инерционный блок 2 на упоре 4.

Для создания требуемого пикового ударного ускорения ресивер 18 заполняется сжатым воздухом до заранее определенного давления. Пневмоцилиндр 14 имеет две рабочих полости: правую высокого давления и левую – низкого. При подготовке к испытанию полость низкого давления с помощью клапана противодавления 22 с большим проходным сечением соединяется с атмосферой, а упор штока 12 замыкает шток 13 на каретку 8.



Рис. 1. Схема стенда:1 – пневмопружина; 2 – инерционный блок (ИБ); 3, 6 – акселерометры; 4 – упор начального положения ИБ; 5 – формирователь импульса ударного ускорения; 7 – испытуемый объект; 8 – каретка; 9 – пневматический тормоз каретки; 10 – упор начального положения каретки; 11 – направляющая каретки; 12 – переставляемый упор штока; 13 – шток пневмоцилиндра разгона; 14 – пневмоцилиндр разгона; 15, 23 – клапаны сброса давления в цилиндре; 16 – быстродействующий клапан; 17 – ресивер высокого давления; 18 – предохранительный клапан; 19 – кран слива конденсата; 20 – манометр; 21 – клапан установочного перемещения каретки; 22 – клапан сброса противодавления в цилиндре; 24 – амортизатор

При срабатывании быстродействующего клапана 16 каретка 8 начинает разгоняться и сначала движется за счет силы создаваемой пневмоцилиндром, а затем, после того как поршень упрется в левую крышку, – по инерции. В этот момент открывается клапан 15 и начинает сбрасывать давление в правой полости цилиндра разгона. Каретка формирователем импульса движется до соударения с 5. При воспроизведении полусинусоидального импульса каретка 8 отскакивает от ИБ, ударный импульс, передаваемый на испытуемый объект, фиксируется акселерометром 6. На отскоке происходит торможение каретки с помощью пневматических тормозов 9.

После удара ИБ начинает двигаться в противоположную сторону относительно каретки. ИБ имеет массу 7:1 по отношению к подвижной ударной массе (каретки и объекта испытаний). Гашение кинетической энергии ИБ может осуществляться несколькими способами: с помощью амортизаторов 24, с помощью амортизаторов и пневмопружины 1 или только за счет пневмопружины. В последнем случае при остановке ИБ, которая определяется по акселерометру 3, кинетическая энергия ИБ, перешедшая в энергию сжатого воздуха в пневмопружине, сбрасывается в окружающую среду.

Возврат каретки в исходное положение осуществляется цилиндром 14 после переустановки левого упора его штока и подачи низкого давления в

левую полость цилиндра при помощи клапана 21. Возврат ИБ исходное положение осуществляется при подаче низкого давления в пневмопружину 1.

Математическая модель удара. Скорость соударения каретки и инерционного блока, которую необходимо обеспечить для получения требуемых значений пикового ударного ускорения и длительности, можно оценить аналитически. Для такой оценки рассмотрим математическую модель процесса соударения каретки и ИБ, основанную на упрощенной физической модели (рис. 2). Эта модель соответствует движению двух твердых тел (каретки массой m и ИБ массой M), связанных линейной упругой связью (идеальным формирователем с жесткостью c). Элемент с жесткостью C моделирует пневмопружину.



Рис. 2. Упрощенная модель соударения каретки и ИБ

Математическая модель, соответствующая упрощенной физической модели, имеет вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_{1}(t) + c(x_{1}(t) - x_{2}(t)) = 0, \\ M\ddot{x}_{2}(t) + c(x_{2}(t) - x_{1}(t)) + Cx_{2}(t) = 0, \\ x_{1}(0) = 0, \quad \dot{x}_{1}(0) = v; \\ x_{2}(0) = 0, \quad \dot{x}_{2}(0) = 0, \end{cases}$$
(1)

где $x_1(t)$, $x_2(t)$ – координаты каретки и ИБ; m – масса каретки с объектом испытаний; M – масса ИБ; C – жесткость пневмопружины; v – скорость каретки в момент соударения.

Рассматриваемая модель справедлива только на этапе воспроизведения ударного импульса, когда деформируется формирователь и действует упругая сила $c(x_1-x_2)$, т. е. при $x_1>x_2$.

Система (1) решается с помощью преобразования Лапласа

$$\begin{cases} m(p^{2}X_{1}(p)-v)+c(X_{1}(p)-X_{2}(p))=0, \\ Mp^{2}X_{2}(p)+c(X_{2}(p)-X_{1}(p))+CX_{2}(p)=0, \end{cases}$$
(2)

где $X_1(p), X_2(p)$ – преобразования Лапласа сигналов $x_1(t), x_2(t)$. Из (2) находим

$$X_{1}(p) = \frac{mv(Mp^{2} + c + C)}{mMp^{4} + (mc + Mc + MC)p^{2} + cC},$$

$$X_{2}(p) = \frac{mvc}{mMp^{4} + (mc + Mc + MC)p^{2} + cC}.$$
(3)

ИЛИ

$$X_{1}(p) = \frac{\left(p^{2} + a^{2}\right)}{\left(p^{2} + \omega_{1}^{2}\right)\left(p^{2} + \omega_{2}^{2}\right)}v,$$

$$X_{2}(p) = \frac{b^{2}}{\left(p^{2} + \omega_{1}^{2}\right)\left(p^{2} + \omega_{2}^{2}\right)}v,$$
(4)

где ω_1 , ω_2 – собственные частоты системы

$$\omega_{1}^{2} = \frac{cm + cM + CM + \sqrt{(cm + cM + CM)^{2} - 4cCmM}}{2mM},$$

$$\omega_{2}^{2} = \frac{cm + cM + CM - \sqrt{(cm + cM + CM)^{2} - 4cCmM}}{2mM},$$
(5)

$$a^{2} = \frac{c + C}{M}, \quad b^{2} = \frac{c}{M}.$$

Ударный импульс формируется при торможении каретки с испытуемым объектом, поэтому интерес представляет определение сигнала $x_1(t)$, который находится с помощью обратного преобразования Лапласа для $X_1(p)$ из (4):

$$x_{1}(t) = \frac{\omega_{1}^{2} - a^{2}}{\omega_{1}(\omega_{1}^{2} - \omega_{2}^{2})} v \sin \omega_{1} t + \frac{a^{2} - \omega_{2}^{2}}{\omega_{2}(\omega_{1}^{2} - \omega_{2}^{2})} v \sin \omega_{2} t.$$
(6)

Упрощаем полученное выражение с учетом характерных для схемы на рис. 1 значений масс и жесткостей: M >> m, c >> C:

$$\omega_1^2 \approx \frac{c(m+M)}{mM}, \quad \omega_2^2 \approx \frac{C}{m+M}, \quad a^2 \approx \frac{C}{M}.$$
 (7)

Так как $\omega_1 >> \omega_2$, а ударный импульс имеет длительность, не превышающую десятков миллисекунд, то из (6), (7) следует

$$x_1(t) \approx \sqrt{\frac{mM^3}{c(m+M)^3}} v \sin \sqrt{\frac{c(m+M)}{Mm}} t.$$
 (8)

Пиковое значение ударного импульса

$$A = \ddot{x}_{1\max} \approx \omega_1^2 x_{1\max} = \sqrt{\frac{cM}{m(m+M)}}v.$$
(9)

Ударный импульс представляет собой первую полуволну синусоиды с амплитудой, определяемой выражением (9). Период этой синусоиды равен $2\pi/\omega_1$. Так как длительность τ импульса, согласно ГОСТ [5], определяется по уровню 10 % пикового значения *A*, то получаем

$$\tau = \frac{\pi - 2\arcsin(0,1)}{\omega_1}.$$
 (10)

По требуемой длительности импульса можно определить жесткость формирователя, который должен быть использован в испытаниях

$$\omega_{1} = \frac{\pi - 2 \arcsin(0, 1)}{\tau} = \sqrt{\frac{c(m+M)}{mM}} \implies$$

$$c = \frac{mM}{m+M} \left(\frac{\pi - 2 \arcsin(0, 1)}{\tau}\right)^{2}.$$
(11)

Требуемое пиковое значение *А* ударного импульса обеспечивается надлежащей скоростью соударения каретки с ИБ

$$A = \sqrt{\frac{cM}{m(m+M)}} v \implies v = \frac{m+M}{M} \cdot \frac{A\tau}{\pi - 2\arcsin(0,1)}.$$
 (12)

Таким образом, на основе задания на испытание подбираем формирователь нужной жесткости по выражению (11) и разгоняем каретку до требуемой по выражению (12) скорости. Заметим, что формула (12), связывающая основные конструктивные параметры стенда: подвижную массу и массу ИБ с технологическими параметрами: пиковым значением, длительностью импульса и скоростью соударения, существенно отличается от известного «классического» соотношения $A\tau = \pi v$, полученного автором [3] на основе кинематических зависимостей.

Верификация результатов. Полученные оценки были проверены путем численного моделирования исходной математической модели. При этом учитывались также силы сопротивления движению каретки и ИБ, обусловленные трением в направляющих качения, а также нелинейная характеристика силы упругости пневматической пружины. На рис. 3 приведен график ударного импульса, соответствующий режиму испытаний $A = 1000 \text{ м/c}^2$, $\tau = 50 \text{ мc}$, m = 2070 кг. Из графика видно, что параметры импульса с высокой степенью точности (расхождения не превышают 1 %) совпадают с требуемыми значениями, что подтверждает возможность использования полученных теоретических оценок. Те же самые выводы о точности оценок справедливы и для любых других режимов испытаний.



Рис. 3. Ударный импульс

Результаты

Представлена схема и описаны принципы работы горизонтального ударного стенда с разгонным пневматическим цилиндром высокого Выполнено аналитическое исследование давления. зависимости параметров воспроизводимого на стенде ударного импульса от массы каретки с испытуемым объектом, массы ИБ, жесткости формирователя и соударения. Полученное новое аналитическое скорости выражение уточняет известную связь пикового ударного ускорения и длительности импульса, которая не учитывала динамику удара. Аналитические оценки верифицированы упрощенной модели данными ИЗ компьютерного моделирования динамики удара.

Обсуждение

Полученные теоретические оценки можно использовать на практике при конструировании горизонтальных стендов, подборе формирователей и выборе настроек на нужный режим испытаний. Вместе с тем, остается ряд вопросов, требующих дальнейших исследований:

– как выбрать материал и геометрические размеры формирователя, обеспечивающие найденную при расчете жесткость?

– какое начальное давление сжатого воздуха следует установить в ресивере, чтобы разогнать каретку до требуемой скорости?

– как наиболее эффективно «погасить» энергию удара после формирования ударного импульса?

Эти и другие вопросы предполагается в дальнейшем решить с помощью математического и компьютерного моделирования работы горизонтального ударного стенда.

Заключение

В статье приведены аналитические оценки, позволяющие определить параметры воспроизводимых ударных импульсов ускорений в зависимости от скорости соударения каретки с инерционным блоком, жесткости упругого формирователя импульсов и соотношения масс каретки и ИБ. На следующем этапе исследований следует перейти к определению практических способов применения полученных результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. On the development of rotary calibration and testing equipment (2007) Proceedings of St. Petersburg State Technical University, No. 504. P. 217.
- [2] Каразин В.И., Хлебосолов И.О., Евграфов А.Н., Козликин Д.П., Андриенко П.А., Терешин В.А., Хисамов А.В. Методы и средства лабораторного воспроизведения ускорения. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023, 168 с.
- [3] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons Inc, 2009. 367 p.
- [4] ГОСТ РВ 20.57.305-98 Комплексная система контроля качества. Аппаратура, приборы, устройства, и оборудование. Методы испытаний на воздействие механических факторов.
- [5] ГОСТ Р ИСО 8568-2010 Стенды ударные. Заявление и подтверждение характеристик.
- [6] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. 1457 p.
- [7] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock Springer Nature Switzerland AG, 2020. 369 p.
- [8] Yi T., Jin C., Hong J., Liu Y. (2022). Layout analysis of compressed air and hydraulic energy storage systems for vehicles. Advances in Mechanical Engineering, 14(1).
- [9] Bin W., Chengwu L., Jingjing W. (2017). The optimized algorithm for working parameters of the vertical impact testing machine. Paper presented at the ICEMI 2017 - Proceedings of IEEE 13th International Conference on Electronic Measurement and Instruments, 2018-January, pp. 424-430.
- [10] Polishchuck M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, pp. 86–96, 2022.

- [11] Polishchuck M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021, pp. 219-230.
- [12] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Новый способ получения ударного ускорения при механических испытаниях. Современное машиностроение: Наука и образование: №7, 2018. С. 783-796.
- [13] Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Моделирование импульса при ударных испытаниях. Современное машиностроение: Наука и образование: №8, 2019. С. 513-526.
- [14] Rastegar J. A new class of high-G and long-duration shock testing machines. Paper presented at the Proceedings of SPIE the International Society for Optical Engineering, p. 10602.
- [15] Официальный сайт компании «The European New Car Assessment
Programme»:[Электронный ресурс].URL:
https://www.euroncap.com/en. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [16] Официальный сайт компании «National Highway Traffic Safety Administration»: [Электронный ресурс]. URL: https://www.nhtsa.gov. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [17] ServoSled Catapult Sled Systems: [Электронный ресурс]. URL: https://seattlesafety.com/wp-content/uploads/2020/04/ServoSled-Brochure-2020-04-17.pdf. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [18] Горизонтальные пневматические ударные стенды SY-12. [Электронный ресурс]. URL: http://donglingtest.ru/3-3-shock-testmachine/162322/ (Дата обращения: 25.04.2023).
- [19] Производители испытательного оборудования. [Электронный ресурс]. URL: https://testpartner.ru/library/lansmont/ (Дата обращения: 25.04.2023).
- [20] HAS series Pneumatic Horizontal Shock Test System: [Электронный pecypc]. URL: https:// http://www.tmc-solution.com/ (Дата обращения: 02.05.2023).

A.N. Popov, M.N. Polishchuck, D.V. Reshetov

HORIZONTAL SHOCK MACHINE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Various types of equipment, including horizontal shock machines, are used to conduct shock tests. Horizontal machines are most widely used for testing passenger cars and their individual elements, transport pallets with various cargoes, wagon couplers and much more. Unlike vertical machines, which accumulate energy against the force of gravity, all horizontal machines are equipped with additional actuators to produce shock. Therefore, an important task in the design of such machines is the selection of the actuator type and the calculation of the shocks that ensure the reproduction of shock acceleration pulses of a given shape with required parameters (peak values and durations).

In this study, one of the schematic solutions for a horizontal shock machine with a pneumatic actuator, developed at the Saint Petersburg State Polytechnic University (SPbPU), is considered. Theoretical estimates of the characteristics of reproducible pulses were obtained depending on the main design parameters and settings. Theoretical estimates were verified by the results of computer simulations.

Key words: horizontal shock machine, pneumatic actuator, shock pulse parameters, analytical estimates.

REFERENCES

- [1] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. On the development of rotary calibration and testing equipment (2007) Proceedings of St. Petersburg State Technical University, No. 504. P. 217.
- [2] Karazin V.I., Khlebosolov I.O., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Andrienko P.A., Tereshin V.A., Khisamov A.V. Methods and means of laboratory reproduction of acceleration. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, 2023, 168 p.
- [3] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons Inc, 2009. 367 p.
- [4] GOST RV 20.57.305-98. Comprehensive quality control system. Apparatus, instruments, devices, and equipment. Test methods for the impact of mechanical factors, Moscow, STANDARTINFORM Publ, 1998. - 53 p.
- [5] GOST R ISO 8568-2010. Shock stands. Statement and confirmation of characteristics. Moscow, STANDARTINFORM Publ, 2011. -23 p.
- [6] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. 1457 p.
- [7] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock Springer Nature Switzerland AG, 2020. 369 p.
- [8] Yi T., Jin C., Hong J., Liu Y. (2022). Layout analysis of compressed air and hydraulic energy storage systems for vehicles. Advances in Mechanical Engineering, 14(1).
- [9] Bin W., Chengwu L., Jingjing W. (2017). The optimized algorithm for working parameters of the vertical impact testing machine. Paper presented at the ICEMI 2017 - Proceedings of IEEE 13th International Conference on Electronic Measurement and Instruments, 2018-January, pp. 424-430.

- [10] Polishchuck M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, pp. 86–96, 2022.
- [11] Polishchuck M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021, pp. 219-230.
- [12] Popov A.N., Polishchuk M.N., Pulenets N.E. A new way to obtain shock acceleration during mechanical testing. Modern engineering: Science and education: No. 7, 2018. P. 783-796.
- [13] Popov A. N., Polishchuk M. N., Pulenets N. E. Simulation of an impulse during shock tests//Modern mechanical engineering. Science and education. No. 7, 2019 –513-526p.
- [14] Rastegar J. A new class of high-G and long-duration shock testing machines. Paper presented at the Proceedings of SPIE the International Society for Optical Engineering, p. 10602.
- [15] Website of The European New Car Assessment Programme: [Electronic resource]. URL: https://www.euroncap.com/en. (Accessed: 25.04.2023).
- [16] Website of National Highway Traffic Safety Administration: [Electronic resource]. URL: https://www.nhtsa.gov. (Accessed: 25.04.2023).
- [17] ServoSled Catapult Sled Systems: [Electronic resource]. URL: https://seattlesafety.com/wp-content/uploads/2020/04/ServoSled-Brochure-2020-04-17.pdf. (Accessed: 25.04.2023).
- [18] Website of Dongling. [Electronic resource]. URL: http://donglingtest.ru/3-3-shock-test-machine/162322/ (Accessed: 25.04.2023).
- [19] Website of Test Partner. [Electronic resource]. URL: https://testpartner.ru/library/lansmont/ (Accessed: 25.04.2023).
- [20] HAS series Pneumatic Horizontal Shock Test System: [Electronic resource]. URL: https:// http://www.tmc-solution.com/ (Accessed: 02.05.2023).

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 620.1.051 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-543

А.Н. Попов¹, М.Н. Полищук², Д.В. Решетов³

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО УДАРНОГО СТЕНДА



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)876-9581, E-mail: pvclol@yandex.ru

Аннотация

Одним из видов механических испытаний объектов промышленного производства является испытание на горизонтальных ударных машинах. В таких машинах объекты испытаний подвергаются ударным нагрузкам, действующим перпендикулярно вектору силы тяжести. В статье проведено исследование основных фаз воспроизведения полусинусоидального импульса ускорения при ударе: разгона каретки с объектом, соударения каретки с инерционным блоком (ИБ) и их свободного отскока с последующим торможением. В качестве источника энергии, необходимой для создания удара, рассматривался сжатый воздух.

Разработанные в работе математические модели фаз движения каретки и ИБ являются нелинейными и анализируются численно. В результате моделировании определены настройки горизонтального ударного стенда, позволяющие обеспечить требуемое пиковое ударное ускорение и длительность импульса при заданной массе каретки с объектом испытаний: давление сжатого воздуха в ресивере, характеристики формирователя импульса (программатора), усилие торможения на отскоке.

Ключевые слова: горизонтальная ударная машина, математическая модель, разгон, удар, отскок.

Введение

Горизонтальные ударные машины в последнее время получили широкое распространение наряду с уже традиционными вертикальными [1-5]. Это обусловлено как появлением новой техники, которую необходимо испытывать, так и расширением требований к механическим существующих объектов. В связи с большими уже испытаниям энергетическими возможностями современной пневмоавтоматики наибольшее распространение в горизонтальных машинах получил пневмопривод. Помимо энергонасыщенности в них используется второе важное свойство сжатого воздуха – быстродействие – быстрое высвобождение энергии при подаче в разгонные пневматические цилиндры [6-8].

Принципы работы вертикальных пневматических ударных стендов известны подробно описаны работ [9-14]. хорошо И В ряде Пневматические горизонтальные ударные стенды сравнении с В вертикальными машинами имеют ряд отличий в принципах действия, особенно в тех случаях, когда объекты испытаний представляют собой крупногабаритные изделия большой массы. Необходимость быстрого высвобождения больших энергий привела к использованию сжатого воздуха высокого давления, превышающего типовое, и применению быстродействующих управляемых клапанов и трубопроводов большого проходного сечения [15].

В статье рассмотрена работа горизонтальной ударной машины, упрощенная схема которой приведена на рис. 1.



Рис. 1. Схема ударной машины: 1 – ИБ; 2 – формирователь импульса; 3 – каретка с объектом испытаний; 4 – разгонный пневматический цилиндр (2 шт.); 5 – цилиндр пневмопружины (2 шт.); 6 – тормозной пневмоцилиндр; 7 – направляющая качения

Каретка 3 с объектом испытаний приводится в движение разгонными пневматическими цилиндрами 4. При разгоне каретка сначала движется за счет подачи сжатого воздуха в цилиндры, а затем по инерции до соударения с формирователем 2, расположенным на ИБ.

Для уменьшения воздействия на окружающее оборудование ИБ установлен на мягких пневматических пружинах 5. После того, как полусинусоидальный импульс сформирован, каретка свободно отскакивает от формирователя, а затем тормозится цилиндрами 6.

Методы

На основе аналитического исследования авторами было установлено, что для воспроизведения ударного импульса ускорений на горизонтальном ударном стенде требуется выполнить следующие основные шаги:

– выбрать из набора и установить формирователь импульса, жесткость которого определяется требуемой длительностью импульса и зависит от массы изделия

$$c = \frac{mM}{m+M} \cdot \left(\frac{\pi - 2\arcsin(0,1)}{\tau}\right)^2,\tag{1}$$

где т – длительность ударного импульса; *m* – масса каретки с объектом испытаний; *M* – масса ИБ;

– разогнать каретку с испытуемым объектом до требуемой скорости

$$v = \frac{m+M}{M} \cdot \frac{A\tau}{\pi - 2\arcsin(0,1)},\tag{2}$$

где А – пиковое значение ударного импульса;

– по окончании удара, регистрируемого устройством управления стенда по сигналу акселерометров, включить тормоза, обеспечивающие остановку каретки в заданной зоне торможения, и сбросить воздух из пневмопружины.

Отметим два важных обстоятельства. Во-первых, формулы (1), (2) носят оценочный характер, получены с помощью упрощенной математической модели и должны быть верифицированы. Во-вторых, исследование стенда с помощью математического моделирования удобно выполнять по отдельности для различных фаз работы: разгона каретки, соударения каретки и ИБ, отскока каретки и ИБ после удара.

Разгон каретки. Уравнение движения каретки при разгоне имеет вид

$$m\ddot{x} = F - F_t, \tag{3}$$

где *х* – ускорение каретки; *F* – движущая сила; *F*_t – сила трения качения каретки по направляющей.

Сила *F* зависит от положения каретки *x*. В начальный момент каретка движется под действием силы, развиваемой разгонными пневматическими цилиндрами. После выборки хода цилиндров ($x = x_{s1}$) их штоки останавливаются, далее до столкновения с инерционным блоком ($x = x_{s2}$) каретка движется по инерции:

$$F = \begin{cases} 2(p_1 - p_2)S, & 0 \le x \le x_{s1} \\ 0, & x_{s1} < x \le x_{s2} \end{cases},$$
(4)

где p_1 , p_2 – давление воздуха в поршневых и штоковых полостях цилиндров разгона; *S* – площадь поршня одного разгонного цилиндра.

Давление p_1 в поршневой полости определяется количеством сжатого воздуха, поступающего из ресивера. Воздух из ресивера нагнетается в цилиндры разгона через пневматические рукава после срабатывания быстродействующего клапана. При этом давление p_1 зависит от массового расхода G_1 воздуха [6]

$$\dot{p}_{1} = \begin{cases} \frac{k}{x} \left(\frac{G_{1}RT}{S} - p_{1}\dot{x} \right), & x \le x_{s1} \\ p_{1}(x = x_{s1}), & x > x_{s1} \end{cases}$$
(5)

где k = 1,4 – показатель адиабаты; R = 287 Дж/кг·К – газовая постоянная воздуха; T = 293 *K* – температура воздуха.

Массовый расход G₁ определяется выражением [7]

$$G_{1} = \begin{cases} \mu f_{c} p \sqrt{0,469/RT}, & p_{1}/p < 0,528, \\ \mu f_{c} p \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT}} \left(\left(\frac{p_{1}}{p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{1}}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right), & 0,528 < \frac{p_{1}}{p} < 1, \\ 0, & p_{1}/p \ge 1 \end{cases}$$

$$(6)$$

где μ – приведенный коэффициент расхода; f_c – площадь поперечного сечения отверстия в цилиндре, через которое воздух поступает из рукава в цилиндр; p – давление в рукаве.

Чтобы определить значение G₁, нужно знать давление *p* в рукаве, которое зависит еще и от массового расхода воздуха *G* из ресивера

$$G = \begin{cases} 0,5\mu f_k P \sqrt{0,469/RT}, \quad p/P < 0,528, \\ 0,5\mu f_k P \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT}} \left(\left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right), \quad 0,528 < \frac{p}{P} < 1, \quad (7) \\ 0, \quad p/P \ge 1 \end{cases}$$

где *P* – давление в ресивере. f_k – площадь проходного сечения отверстия, через которое поступает воздух из ресивера в рукав.

Давление в ресивере зависит от удельного объема воздуха [7]

$$Pv_r^k = const, \quad P = P_0 \left(\frac{m_r}{m_{r0}}\right)^k,$$
 (8)

где $v_r = V_r/m_r$; V_r – объем ресивера; m_r – масса воздуха в ресивере при давлении P; m_{r0} – масса воздуха в ресивере при начальном давлении P_0 .

Масса воздуха в ресивере изменяется в соответствии с выражением

$$m_r = m_{r0} - \int_0^t G(t) dt, \quad m_{r0} = \rho V_r,$$
 (9)

где *р* – плотность воздуха при давлении *P*₀.

Учитывая связь плотности газа с давлением [6], имеем

$$\frac{\rho}{\rho_a} = \frac{P_0}{p_a} \implies \rho = \rho_a \frac{P_0}{p_a}, \tag{10}$$

где ρ_a – плотность воздуха при нормальных условиях (атмосферном давлении p_a).

Окончательно получаем для текущего давления воздуха в ресивере

$$P = P_0 \left(1 - \frac{\int_0^t G(t)dt}{m_{r0}} \right)^k, \quad m_{r0} = \rho_a V_r \frac{P_0}{p_a}.$$
 (11)

Зная выражения для массовых расходов G и G_1 , можно определить давление p в рукаве. В начальный p момент $p = p_a$. Далее воздух поступает в рукав из ресивера (объемный расход +G) и вытекает в цилиндры разгона (объемный расход – $2G_1$). Поэтому

$$p = p_a \left(\frac{m_s}{m_{s0}}\right)^k, \quad m_s = m_{s0} + \int_0^t (G(t) - 2G_1(t)) dt, \quad (12)$$

где $m_{s0} = \rho_a V_s$ – масса воздуха в рукаве в начальный момент; V_s – объем рукава; m_s – масса воздуха в рукаве в момент *t*.

В (3), (4) остались пока неопределенными сила F_t трения качения и давление p_2 в штоковых полостях цилиндров разгона. Сила трения качения определяется формулой $F_t = f_t mg$, где f_t – коэффициент трения качения, давление p_2 в штоковых полостях – из [6] по аналогии с (5)

$$\dot{p}_{2} = \begin{cases} \frac{k}{L-x} \left(\frac{-G_{2}RT}{S} + p_{2}\dot{x} \right), & x \le x_{s1} \\ 0, & x > x_{s1} \end{cases}$$
(13)

где *L* – ход поршня; *G*₂ – массовый расход воздуха, уходящего из штоковой полости каждого цилиндра в атмосферу

$$G_{2} = \begin{cases} \mu f_{c} p_{2} \sqrt{0,469/RT}, \quad p_{a} / p_{2} < 0,528, \\ \mu f_{c} p_{2} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT} \left(\left(\frac{p_{a}}{p_{2}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{a}}{p_{2}}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad 0,528 < \frac{p_{a}}{p_{2}} < 1. \quad (14) \\ 0, \quad p_{a} / p_{2} \ge 1 \end{cases}$$

Система уравнений, определяющих математическую модель разгона каретки, является нелинейной. Ее исследование с целью определения давления в ресивере, необходимого для разгона каретки до нужной скорости, проводилось на компьютерной модели, построенной в Simulink. График изменения скорости каретки при разгоне на одном из режимов работы стенда (m = 2070 кг, $P_0 = 15,4$ бар), приведен на рис. 2.



Модель работает так, что ее остановка происходит в момент, когда координата *x* (положения каретки) достигает значения *x*_{s2} (начального

положения ИБ). При этом фиксируется скорость каретки, соответствующая моменту соударения каретки и ИБ. Изменяя давление P_0 накачки ресивера, можно добиться совпадения фиксируемой скорости в конце хода каретки и значения скорости соударения, соответствующего воспроизведению требуемого импульса. В результате определяется начальная настройка (давление P_0) для каждого режима работы стенда.

Удар. Динамика удара описывается уравнениями

$$\begin{cases} m\ddot{x}_{1} = F_{c} - F_{t1}, \\ M\ddot{x}_{2} = -F_{c} - F_{t2} - F_{ps}, \end{cases} \begin{cases} x_{1}(0) = 0, & \dot{x}_{1}(0) = v; \\ x_{2}(0) = 0, & \dot{x}_{2}(0) = 0, \end{cases}$$
(14)

где x_1 , x_2 – координаты каретки и ИБ; m – масса каретки с объектом испытаний; M – масса ИБ; F_c – сила упругости формирователя; F_{t1} , F_{t2} – силы сопротивления движению каретки и ИБ, обусловленные трением в направляющих; F_{ps} – сила упругости пневматической пружины; v – скорость каретки в момент соударения с ИБ.

Сила трения качения F_{t1} для каретки и сила трения качения F_{t2} для ИБ определяются выражениями

$$F_{t1} = f_{t1}mg \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_1), \quad F_{t2} = f_{t2}Mg \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_2), \quad (15)$$

где f_{t1} , f_{t2} – коэффициенты трения качения каретки и инерционного блока по направляющим.

Сила упругости пневматической пружины зависит от давления p_{ps0} воздуха, предварительно поданного в «пневмопружину», и площади S_{ps} поршня каждого из двух ее цилиндров

$$F_{ps} = 2(p_{ps} - p_a)S_{ps}, \quad p_{ps} = p_{ps0} \left(\frac{L_{ps}}{L_{ps} - x_2}\right)^k, \quad (16)$$

где L_{ps} – ход поршня цилиндра пневмопружины; p_{ps0} – начальное давление в цилиндре; p_a – атмосферное давление.

Если перемещение ИБ мало по сравнению с полным ходом поршня, то линеаризация (16) дает

$$F_{ps} \approx F_{ps0} + c_{ps} x_2 = 2p_{ps0} S_{ps} + \frac{2F_{ps0}k}{L_{ps}} x_2, \qquad (17)$$

где F_{ps0} характеризует усилие предварительного поджатия пневмопружины; c_{ps} – ее жесткость.

Сила упругости формирователя определяется типом, геометрией и формирователя. [16 - 18]приведены материалом В результаты исследования силы упругости формирователя из гиперупругого материала, работы, известны также где упоминается об использовании формирователей на основе гидравлического демпфера [19, 20].

Далее исследование динамики горизонтального стенда в режиме удара ведется в предположении, что формирователь обеспечивает линейную зависимость силы упругости от его деформации

$$F_c = \begin{cases} -c(x_1 - x_2), & x_1 \ge x_2, \\ 0, & x_1 < x_2, \end{cases}$$
(17)

Формулы (14) ... (17) полностью определяют математическую модель для исследования динамических характеристик горизонтального стенда в режиме удара. Это модель нелинейна, и ее исследование проводилось в Simulink. На рис. 3 приведен график, характеризующий режим удара при воспроизведении ударного импульса ускорения с параметрами $A = 560 \text{ м/c}^2$, $\tau = 40 \text{ мс}$, m = 2070 кг.



Рис. 3. Ударный импульс ускорения

Отскок. После завершения удара и формирования импульса ускорения необходимо остановить каретку и ИБ на отскоке. Остановка каретки производится с помощью тормозов, которые включаются после изменения знака скорости каретки. Остановка ИБ осуществляется путем сброса воздуха из пневмопружины при ее максимальном сжатии.

Математическая модель стенда в режиме отскока имеет вид

$$\begin{cases} m\ddot{x}_{1} = -F_{t1} + F_{b1}, \\ M\ddot{x}_{2} = -F_{t2} - F_{ps}, \end{cases}$$
(18)

где *F*_{b1}- сила сопротивления движению каретки, создаваемая тормозом, которая зависит от усилий прижатия тормозных колодок и их количества

$$F_{b1} = 2n_{b1}f_f N_{b1}, \quad x_1 > x_{t1} \dot{x}_1 < 0, \tag{19}$$

где n_{b1} – число пар тормозных колодок; f_f – коэффициент трения материала колодок, например, феродо; N_{b1} усилие прижима тормозной колодки каретки; x_{t1} – граница зоны торможения.

Необходимые значения усилий прижима можно получить, увеличивая их значения до тех пор, пока при моделировании координата каретки не попадет в требуемую зону торможения. На рис. 4 приведен в качестве примера график движения каретки при отскоке после воспроизведения импульса с параметрами $A = 560 \text{ м/c}^2$, $\tau = 40 \text{ мc}$, m = 2070 кг.





Сила *F*_{ps} при отскоке ИБ имеет вид

$$F_{ps} = 2(p_{ps} - p_{a})S_{ps},$$

$$\dot{p}_{ps} = \frac{k}{L_{ps} - x_{2}} \left(\frac{-G_{ps}RT}{S_{ps}} + p_{ps}\dot{x}_{2} \right),$$

$$G_{ps} = \begin{cases} \mu f_{c} p_{ps} \sqrt{0.469/RT}, \quad p_{a} / p_{ps} < 0.528, \\ \mu f_{c} p_{ps} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT}} \left(\left(\frac{p_{a}}{p_{ps}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{a}}{p_{ps}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right), \quad 0.528 < \frac{p_{a}}{p_{ps}} < 1, \\ 0, \quad p_{a} / p_{ps} \ge 1 \end{cases}$$
(20)

За счет использования клапана быстрого выхлопа давление p_{ps} быстро падает до атмосферного, сила F_{ps} уменьшается до нуля и ИБ останавливается.

Результаты

Получены математические модели трех фаз движения (разгона, удара и отскока) каретки горизонтального ударного стенда, обеспечивающих требуемые параметры ударного импульса. Модели являются нелинейными и исследованы численно с помощью Simulink.

Анализ фазы разгона позволил определить для каждого режима испытаний начальное давление сжатого воздуха в ресивере, обеспечивающее требуемую скорость соударения каретки и ИБ.

Моделирование удара подтвердило адекватность упрощенных аналитических оценок жесткости формирователя и скорости соударения при воспроизведении ударных импульсов ускорения с требуемыми параметрами: длительностями и пиковыми значениями.

При моделировании отскока проведен расчет тормозов, обеспечивающих остановку каретки после удара в ограниченной зоне торможения.

Обсуждение

Полученные результаты имеют практическую значимость, т. к. подтвердили возможность введения простых аналитических оценок технологических режимов испытаний и упростить настройку горизонтального ударного стенда при испытаниях:

– подтвердили целесообразность использования простых аналитических оценок жесткости формирователя и скорости соударения каретки и ИБ;

 определили требуемое значение начального давления в ресивере для каждого режима при получении требуемой скорости соударения;

– определили характеристики тормозов для остановки каретки в заданной зоне.

Дальнейшее развитие работы состоит в сравнительном анализе различных конструктивных схем горизонтальных ударных стендов и оценке эффективности устройств демпфирования удара с точки зрения воздействия на окружающее оборудование.

Заключение

В статье предложена методика исследования работы горизонтального стенда для воспроизведения ударного импульса ускорения путем отдельного анализа разгона, удара и отскока каретки с объектом испытаний. Полученные результаты предполагается использовать при разработке конструкции стенда, выполненного по рассмотренной схеме. Результаты статьи могут быть уточнены после экспериментальных исследований стенда и их сравнения с результатами компьютерного моделирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Каразин В.И., Хлебосолов И.О., Евграфов А.Н., Козликин Д.П., Андриенко П.А., Терешин В.А., Хисамов А.В. Методы и средства лабораторного воспроизведения ускорения. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023, 168 с.
- [2] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock Springer Nature Switzerland AG, 2020. 369 p.
- [3] Официальный сайт компании «National Highway Traffic Safety Administration»: [Электронный ресурс]. URL: https://www.nhtsa.gov. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [4] Горизонтальные пневматические ударные стенды SY-12. [Электронный pecypc]. URL: http://donglingtest.ru/3-3-shock-testmachine/162322/ (Дата обращения: 25.04.2023).
- [5] Производители испытательного оборудования. [Электронный ресурс]. URL: https://testpartner.ru/library/lansmont/ (Дата обращения: 25.04.2023).
- [6] Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
- [7] Н.И. Левитский. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
- [8] Yi T., Jin C., Hong J., Liu Y. Layout analysis of compressed air and hydraulic energy storage systems for vehicles. Advances in Mechanical Engineering, 2022. 14(1), pp. 1-19.
- [9] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. 1457 p.
- [10] Официальный сайт компании «Дельтамэк»: [Электронный ресурс]. URL: https://www.deltamec.ru. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [11] Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Моделирование импульса при ударных испытаниях. Современное машиностроение: Наука и образование: № 8, 2019. С. 513-526.
- [12] Polishchuck M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021, pp. 219-230.
- [13] Polishchuck M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, pp. 86–96, 2022.
- [14] Popov A.N., Polishchuck M.N., Vasiliev A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. International Review of Mechanical Engineering, 14(2), pp. 105-110.

- [15] ServoSled Catapult Sled Systems: [Электронный ресурс]. URL: https://seattlesafety.com/wp-content/uploads/2020/04/ServoSled-Brochure-2020-04-17.pdf. (Дата обращения: 25.04.2023).
- [16] Полищук М.Н, Попов А.Н, Пуленец Н.Е. Определение характеристики силы упругости формирователя ударного импульса // В книге: Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018, С. 3–5.
- [17] Jingjing Wen, Chengwu Liu, Houpu Yao, Bin Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator. International Journal of Impact Engineering. 2018, 120. pp. 1–15.
- [18] Tae-Ho Yang, Young-Shin Lee, Yoon-Jae Kim, Tae-Hyeong Kim, Chang-Won Shul, Myung-Seog Yang, Chae-Hun An, Gyu-Sub Lee. A Study on Dynamic Characteristics of Hyper-elastic Shock Programmer with Truncated Conical Shape. Advanced Materials Research, 2014, 871. PP. 240-246.
- [19] Sujuan Jiao, Yu Wang, Lei Zhang, Hongxing Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010. pp. 1570-1578.
- [20] Xiaoqiu Xu, Junwei Han, Dacheng Cong, Shutao Zheng. High-power impact experimental generation analysis using hydraulic impact simulation tester. IEEE 3rd Information Technology, Electronic and Automation Control Conference, 2019. pp. 2098-2102.

A.N. Popov, M.N. Polishchuck, D.V. Reshetov

HORIZONTAL IMPACT MACHINE WORK SIMULATION

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

One type of mechanical testing used in industrial production is testing on horizontal shock machines. In such machines, test objects are subjected to shock loads perpendicular to the force of gravity. This paper presents a study of the main phases of reproducing a half-sinusoidal acceleration pulse during shock: acceleration of the carriage with the test object, collision of the carriage with the inertial mass (IM), and their free rebound with subsequent deceleration. Compressed air was considered as the energy source required to create the impact.

The developed mathematical models for the motion phases of the carriage and IM are nonlinear and are analyzed numerically. As a result of the simulation, settings for the horizontal shock machine were determined, allowing for the required peak shock acceleration and pulse duration to be achieved with a given mass of the carriage and test object: the pressure of compressed air in the receiver, the characteristics of the pulse programmer, and the braking force during rebound.

Key words: horizontal shock machine, mathematical model, acceleration, shock, rebound.

REFERENCES

- [1] Karazin V.I., Khlebosolov I.O., Evgrafov A.N., Kozlikin D.P., Andrienko P.A., Tereshin V.A., Khisamov A.V. Methods and means of laboratory reproduction of acceleration. St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, 2023, 168 p.
- [2] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock Springer Nature Switzerland AG, 2020. 369 p.
- [3] Website of National Highway Traffic Safety Administration»: [Electronic resource]. URL: https://www.nhtsa.gov. (Accessed: 25.04.2023).
- [4] Website of Dongling. [Electronic resource]. URL: http://donglingtest.ru/3-3-shock-test-machine/162322/ (Accessed: 25.04.2023).
- [5] Website of Test Partner. [Electronic resource]. URL: https://testpartner.ru/library/lansmont/ (Accessed: 25.04.2023).
- [6] Herz E.V., Kreinin G.V. Calculation of pneumatic actuators. Moscow: Mashinostroenie, 1975, 272 p.
- [7] Levitsky N.I. Theory of mechanisms and machines. Moscow: Nauka, 1990, 592 p.
- [8] Yi T., Jin C., Hong J., Liu Y. Layout analysis of compressed air and hydraulic energy storage systems for vehicles. Advances in Mechanical Engineering, 2022. 14(1), pp. 1-19.
- [9] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. McGraw-Hill Professional, 2002. 1457 p.
- [10] Website of Deltamec: [Electronic resource]. URL: https:// www.deltamec.ru. (Accessed: 25.04.2023).
- [11] Popov A. N., Polishchuk M. N., Pulenets N. E. Simulation of an impulse during shock tests//Modern mechanical engineering. Science and education. No. 7, 2019 –513-526 p.
- [12] Polishchuck M.N, Popov A.N, Vasiliev A.K, Reshetov D.V. Research of Air Suspension of Shock Machine. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021, pp. 219-230.
- [13] Polishchuck M.N., Popov A.N., Reshetov D.V. Mathematical model of shock machine. Advances in Mechanical Engineering, LNME, pp. 86–96, 2022.
- [14] Popov A.N., Polishchuck M.N., Vasiliev A.K. Method for reproducing shock acceleration in mechanical testing. International Review of Mechanical Engineering, 14(2), pp. 105-110.
- [15] Website of ServoSled Catapult Sled Systems: [Electronic resource]. URL: https://seattlesafety.com/wp-content/uploads/2020/04/ServoSled-Brochure-2020-04-17.pdf. (Accessed: 25.04.2023).
- [16] Polishchuk M.N., Popov A.N., Pulenets N.E. Determination of the characteristics of the elastic force of the shock programmer. Conference Week of Science SPbPU, 2018, pp. 3–5.
- [17] Jingjing Wen, Chengwu Liu, Houpu Yao, Bin Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator. International Journal of Impact Engineering. 2018, 120. pp. 1–15.
- [18] Tae-Ho Yang, Young-Shin Lee, Yoon-Jae Kim, Tae-Hyeong Kim, Chang-Won Shul, Myung-Seog Yang, Chae-Hun An, Gyu-Sub Lee. A Study on Dynamic Characteristics of Hyper-elastic Shock Programmer with Truncated Conical Shape. Advanced Materials Research, 2014, 871. PP. 240-246.
- [19] Sujuan Jiao, Yu Wang, Lei Zhang, Hongxing Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010. pp. 1570-1578.
- [20] Xiaoqiu Xu, Junwei Han, Dacheng Cong, Shutao Zheng. High-power impact experimental generation analysis using hydraulic impact simulation tester. IEEE 3rd Information Technology, Electronic and Automation Control Conference, 2019. pp. 2098-2102.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 004.021 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-544

В.А. Чеканин¹, А.В. Чеканин²

ПРИМЕНЕНИЕ ЖАДНОЙ ЭВРИСТИКИ РАЗМЕЩЕНИЯ ОРТОГОНАЛЬНЫХ МНОГОГРАННИКОВ В ЗАДАЧАХ УПАКОВКИ ОБЪЕКТОВ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ И ФИГУРНОГО РАСКРОЯ



¹Владислав Александрович Чеканин, д.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: av.chekanin@stankin.ru

Аннотация

В статье рассматриваются NP-трудные оптимизационные задачи раскроя (нерегулярной укладки) и компоновки фигурного фигур произвольной геометрии. При размещении объектов используется их представление в виде ортогональных многогранников, получаемое после применения алгоритмов вокселизации и декомпозиции исходных моделей объектов сложной формы. Предложена жадная эвристика размещения ортогональных многогранников, обеспечивающая выбор наилучшего объекта варианта ориентации каждого размещаемого для при формировании наиболее плотной упаковки. Проведён анализ эффективности применения жадной эвристики размещения на задачах плоского фигурного раскроя и задачах упаковки трёхмерных объектов нерегулярной формы.

Ключевые слова: фигурный раскрой, задача упаковки, вокселизация, ортогональный многогранник, жадная эвристика, генетический алгоритм.

Введение

Задачи фигурного раскроя и компоновки объектов сложной геометрии являются оптимизационными задачами раскроя-упаковки, которые заключаются в поиске схемы наиболее компактного размещения заданного набора объектов в ограниченном пространстве. Необходимость получения оптимизированной по плотности схемы размещения объектов нерегулярной формы возникает при решении многих реальных задач оптимизации различных распределения ресурсов В отраслях промышленности. Среди наиболее распространенных задач, сводящихся к задачам фигурного раскроя и нерегулярной упаковки, можно выделить задачи промышленного раскроя материалов, компоновки деталей на платформе 3D-принтера, моделирования компоновки груза, технологического бортового оборудования, И моделирования композиционных материалов [1–5].

Задачи раскроя и упаковки всех типов относятся к классу NPтрудных задач дискретной оптимизации, для которых отсутствуют методы решения полиномиальной сложности [6]. Применение комбинаторных методов точного решения задач дискретной оптимизации, основанных на переборе различных вариантов решения, на практике оказывается крайне неэффективным из-за значительных затрат вычислительных ресурсов. В условиях мелкосерийного и единичного производства наилучший компромисс между качеством получаемого решения и скоростью его нахождения обеспечивают эвристические и метаэвристические методы оптимизации [7, 8].

Дополнительная сложность при решении задач фигурного раскроя и упаковки обусловлена необходимостью применения нерегулярной трудоёмких методов анализа геометрии объектов сложной формы и сформированной упаковки при определении областей частично допустимого размещения новых объектов и выполнении проверки корректности формируемой схемы размещения. Наиболее точное описание упаковки будет получено при использовании phi-функций для контроля взаимного расположения размещаемых объектов [9, 10], а также при использовании методов компоновки, основанных на построении годографа вектор-функции плотного размещения [11, 12]. Однако их практическое применение сопряжено с проблемой разработки phi-функций ДЛЯ аналитического описания геометрии объектов нестандартной формы, а

также ограничено необходимостью применения трудоёмких методов нелинейной оптимизации [9, 13, 14].

Для быстрого получения приближённых решений задач компоновки большого числа объектов различной размерности хорошо зарекомендовали себя алгоритмы размещения, основанные на анализе дискретизированных объектов, полученных в результате вокселизации аналитически заданных фигур [15] и полигональных моделей [11, 16, 17]. Для повышения скорости размещения вокселизированных объектов выполняется ИХ декомпозиция [18] с получением ортогональных многогранников (OM), которые представляют собой составные объекты, образованные ИЗ ортогональных объектов В форме параллелепипедов заданной размерности [19], имеющих фиксированное расположение друг относительно друга [20, 21].

При размещении набора ОМ необходимо решить вопрос выбора наилучшего варианта ориентации каждого объекта внутри пространства размещения, при котором формируемая компоновка будет характеризоваться наибольшей плотностью. В данной работе проводится исследование жадной эвристики размещения ОМ, предложенной для оптимизированной компоновки объектов нерегулярной формы.

Методы

Для быстрого получения плотной упаковки разработана жадная эвристика (ЖЭ), которая для каждого размещаемого ОМ осуществляет выбор наилучшего варианта его ориентации. При этом под наилучшим вариантом ориентации понимается такой вариант, для которого упаковка, содержащая размещенный объект, будет иметь наименьшую высоту (длину).

Для плоского ОМ, составленного из ортогональных объектов, возможно задание четырёх вариантов ориентации, получаемых в результате его последовательного поворота на углы, кратные 90°. При этом если для ОМ разрешено его отражение относительно горизонтальной или вертикальной оси, то общее число уникальных вариантов ориентации становится равным восьми (рис. 1).

В результате применения одного или нескольких поворотов трёхмерного ОМ на углы, кратные 90°, общее число возможных вариантов положения его первой оси будет равно шести (рис. 2, a). При выборе некоторого варианта положения первой оси ОМ, положение его второй оси будет определяться одним из четырёх вариантов (рис. 2, b), а положение его третьей оси будет найдено однозначно. Таким образом, трёхмерный ОМ без потери формы может принимать один из 24 уникальных вариантов ориентации.



Рис. 2. Возможные варианты положения осей трёхмерного ОМ: *а)* варианты положения оси 1; *b)* варианты положения оси 2 для некоторого выбранного положения оси 1

Для задания требуемого варианта ориентации трёхмерного OM осуществить последовательную необходимо серию его поворотов относительно координатных осей. Следует отметить, что один и тот же вариант ориентации ОМ может быть получен в результате применения различных последовательных серий поворотов. Для описания серии поворотов используется строка, в которой последовательно перечислены углы поворота вокруг каждой из трёх координатных осей. Например, строка {0, -90, 180} означает, что ОМ необходимо повернуть на 90° против часовой стрелки вокруг оси 2 и на 180° по часовой стрелке вокруг оси 3. Этот же вариант ориентации ОМ также будет получен в результате применения следующих серий поворотов: {90, -90, 90}, {180, -90, 0} и $\{-90, -90, -90\}.$

Алгоритм работы жадной эвристики размещения ОМ представлен в виде блок-схемы на рис. 3.



Рис. 3. Блок-схема алгоритма работы жадной эвристики размещения

Результаты

Тестирование ЖЭ для размещения плоских ОМ проводилось на примере решения задачи фигурного раскроя (плотной упаковки) набора из 100 объектов сложной геометрии десяти различных типов (каждый вид объекта представлен в решаемой задаче десятью экземплярами), заданных в формате DXF. В табл. 1 приведены типы размещаемых объектов, а также ОМ, полученные в результате вокселизации (растеризации) исходных объектов (в качестве примера показаны ОМ, сформированные при растеризации вокселами двойного размера) и последующей декомпозиции объектов [18]. Область размещения полученных представлена прямоугольником, имеющим фиксированную высоту 300 и максимальную длину 700. Минимизируемой целевой функцией является ллина формируемой упаковки.

№ п/п	Исходный объект	Внешние размеры	ОМ	№ п/п	Исходный объект	Внешние размеры	ОМ
1		47×75		6		61×32	
2	ROL	21×36		7	-	42×33	4
3	2 m	46×25		8	R.	24×30	
4	XX	44×29		9		33×28	
5		57×41	¢	10		40×31	

Таблица 1. Размещаемые плоские объекты

Результаты тестирования ЖЭ на плоских ОМ, усреднённые по 20 запускам для случайных последовательностей объектов, приведены в табл. 2. В эту таблицу также включены результаты тестирования генетического алгоритма (ГА), оптимизирующего последовательность выбора размещаемых объектов, выбранного со следующими параметрами: размер популяции равен 20, параметр стагнации равен 20, максимальная глубина поколений равна 100. В столбце «ГА+ЖЭ» представлены результаты тестирования ГА, применяющего ЖЭ для размещения объектов, полученные за время, совпадающее со временем работы ГА без использования этой эвристики. В строке «ААВВ» содержатся результаты ограничивающих OM решения задачи упаковки минимально прямоугольников, описанных вокруг исходных объектов. Усреднённые показатели скорости решения задач представлены в табл. 3 (для ГА указано максимальное время, отводимое на решение задачи).

_	_	Число рассматриваемых вариантов ориентации						
Размер воксела	Размещение	2	4	8	8 для OM; 2 для AABB			
Doneena		ЖЭ	ЖЭ	ЖЭ	ГА	ГА+ЖЭ		
1	470,35	441,40	426,65	417,70	446,00	404,00		
2	498,00	466,60	450,80	443,30	460,00	420,00		
3	508,65	479,85	462,00	456,60	462,00	438,00		
4	532,60	504,00	490,40	478,80	492,00	456,00		
5	545,75	520,75	499,75	495,75	510,00	475,00		
6	548,40	524,10	510,00	498,30	516,00	486,00		
7	585,90	575,40	555,80	549,15	567,00	525,00		
8	604,40	580,80	565,60	558,40	572,80	536,00		
9	636,75	605,70	589,05	584,55	594,00	549,00		
10	646,50	614,50	593,00	588,00	600,00	570,00		
AABB	604,50	588,40	_	_	544,05	_		

Таблица 2. Средняя длина полученной упаковки

Таблица 3. Среднее время решения (в секундах)

_	_	Число рассматриваемых вариантов ориентации					
Размер воксела	Размещение	2	4	8 для OM;	8 для ОМ; 2 для ААВВ		
Dentetina		ЖЭ	ЖЭ	ЖЭ	ГА		
1	102,72	207,69	348,59	581,79	12000,00		
2	4,29	6,83	13,00	20,74	1800,00		
3	0,95	1,67	2,67	4,22	1200,00		
4	0,49	0,72	1,01	1,48	300,00		
5	0,41	0,73	0,70	0,97	300,00		
6	0,37	0,47	0,57	0,72	300,00		
7	0,32	0,60	0,63	0,83	300,00		
8	0,37	0,60	0,61	0,69	300,00		
9	0,43	0,47	0,53	0,81	300,00		
10	0,48	0,72	0,52	0,68	150,00		
AABB	0,09	0,17	_	_	100,00		

На рис. 4 представлена диаграмма, показывающая степень повышения плотности формируемой упаковки при использовании ЖЭ в сравнении с решениями без поворота ОМ. Из диаграммы видно, что увеличение числа анализируемых вариантов ориентации ОМ приводит к гарантированному повышению плотности формируемой упаковки. При этом в среднем анализ двух вариантов ориентации ОМ приводит к увеличению времени решения задачи в 1,6 раз; анализ четырёх вариантов – в 2,0 раз; анализ восьми вариантов – в 3,0 раз.

На рис. 5 представлен пример решения рассмотренной задачи упаковки плоских объектов, полученный жадной эвристикой при выборе наилучшего из восьми вариантов ориентации ОМ, сформированных при растеризации векторных моделей вокселами двойного размера (длина упаковки: 432,00).



Рис. 4. Повышение плотности размещения объектов при использовании ЖЭ



Рис. 5. Пример размещения плоских объектов жадной эвристикой: *а*) схема размещения OM; *b*) результат компоновки исходных объектов

Тестирование ЖЭ для размещения трёхмерных объектов было проведено на тестовой задаче плотной упаковки ОМ, состоящих из четырёх ортогональных объектов (рис. 6, *a*), координаты $\{x_1; x_2; x_3\}$ и габаритные размеры {w₁; w₂; w₃} которых приведены в табл. 4 (v – параметр, определяющий масштабирование ОМ). Задача содержит набор из 100 ОМ десяти типов, отличающихся значением параметра v, который для каждого последовательно принимает значения от 1 до 10. Каждый тип ОМ в задаче представлен десятью экземплярами. В качестве области размещения (контейнера) используется прямоугольный параллелепипед с {80; 80; 100}. Минимизируемой габаритными размерами целевой функцией является высота формируемой упаковки, измеряемая вдоль третьей оси контейнера. Пример полученной упаковки приведен на рис. 6, *b* (высота упаковки: 89).

№ объекта в ОМ	x_1	x_2	<i>x</i> ₃	W_1	<i>W</i> 2	<i>W</i> 3
1	0	0	0	v	v	3v
2	V	0	2v	2v	V	V
3	3v	0	2v	V	V	3v
4	3v	v	4v	ν	2v	v

Таблица 4. Параметры трёхмерных ОМ



Рис. 6. Тестовая задача трёхмерной упаковки ОМ: *а*) тип размещаемого ОМ; *b*) пример сформированной упаковки

Полученные результаты тестирования, усреднённые по 100 запускам для случайных последовательностей трёхмерных ОМ, приведены в табл. 5 (для ГА в таблице представлено максимальное время, отводимое на решение задачи и приведены результаты решения, усреднённые по 10 запускам).

Алгоритм	Высота упаковки	Время, с
Размещение без поворотов	184,37	1,57
ЖЭ (6 вариантов ориентации)	128,98	2,69
ЖЭ (12 вариантов ориентации)	113,45	3,80
ЖЭ (24 варианта ориентации)	106,91	6,30
ГА	127,10	1800,00
ГА+ЖЭ (24 варианта ориентации)	87,4	1800,00

Таблица 5. Результаты тестирования ЖЭ на задаче трёхмерной упаковки

Обсуждение

Вычислительные эксперименты показали, что ЖЭ обеспечивает быстрое получение решений высокого качества. Для плоских ОМ при анализе четырёх и восьми вариантов ориентации ЖЭ обеспечивает получение схем размещения, не уступающим по качеству наилучшим решениям, получаемым с помощью ГА, при этом скорость работы ЖЭ на два порядка выше. Это означает, что для быстрого оптимизированного размещения объектов нерегулярной формы может быть применена ЖЭ без дополнительной оптимизации полученного решения с помощью ГА. Тем не менее, показано, что наилучшие решения получаются в результате совместного применения ГА (для поиска последовательности размещения объектов) и ЖЭ (для выбора наилучшего варианта ориентации каждого размещаемого объекта).

Заключение

В работе предложена жадная эвристика размещения, реализующая выбор наилучшего варианта ориентации ОМ при решении задач фигурного раскроя и нерегулярной упаковки произвольной размерности. Применение этой эвристики обеспечивает быстрое получение решений задач компоновки большого числа объектов высокого качества.

Основная проблема, возникающая при размещении ОМ, связана с ограничением возможности их поворота вокруг каждой из координатных осей только на углы, кратные 90°. Поэтому последующее перспективное

направление развития исследований в данной области связано с разработкой алгоритма, который определяет наилучшую комбинацию углов поворота исходного объекта нерегулярной формы на основе анализа его геометрии для получения наиболее плотной упаковки с последующей дискретизацией повёрнутого объекта и размещением сформированного ОМ.

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] Byholm T., Toivakka M., Westerholm J. Effective packing of 3dimensional voxel-based arbitrarily shaped particles // Powder Technology. 2009. Vol. 196. No. 2. P. 139-146.
- [3] Araújo L.J., Özcan E., Atkin J.A., Baumers M. Analysis of irregular threedimensional packing problems in additive manufacturing: a new taxonomy and dataset // International Journal of Production Research. 2019. Vol. 57. No. 18. P. 5920-5934.
- [4] 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.
- [5] Соболев А.Н., Некрасов А.Я., Арбузов М.О. Усовершенствованная методика проектирования зубчатых и червячных механизмов в CAD/CAE-системах // Вестник МГТУ Станкин. 2014. № 2. С. 81-86.
- [6] Валиахметова Ю.И., Филиппова А.С. Теория оптимального использования ресурсов Л.В. Канторовича в задачах раскрояупаковки: обзор и история развития методов решения // Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18. № 1 (62). С. 186-197.
- [7] Alvarez-Valdes R., Carravilla M.A., Oliveira J.F. Cutting and packing // Handbook of Heuristics. Springer, Cham. 2018. P. 931-977.
- [8] Zhao Y., Rausch C., Haas C. Optimizing 3D irregular object packing from 3D scans using metaheuristics // Advanced Engineering Informatics. 2021. Vol. 47. P. 101234.
- [9] Chernov N., Stoyan Y., Romanova T. Mathematical model and efficient algorithms for object packing problem // Computational Geometry. 2010. Vol. 43. No. 5. P. 535-553.
- [10] Стоян Ю.Г., Семкин В.В., Чугай А.М. Моделирование плотной упаковки 3D-объектов // Кибернетика и системный анализ. 2016. № 52 (2). С. 137-146.

- [11] 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.
- [12] Ягудин Р.Р. Оптимизация компоновки трёхмерных геометрических объектов на основе годографа вектор-функции плотного размещения // Инженерный вестник Дона. 2012. Т. 21. № 3. С. 206-217.
- [13] 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.
- [14] Lebedev P.D., Ushakov V.N., Uspenskii A.A. Numerical methods for constructing suboptimal packings of nonconvex domains with curved boundary // Journal of Applied and Industrial Mathematics. 2020. Vol. 14. No. 4. P. 681-692.
- [15] Максименко-Шейко К.В., Толок А.В., Шейко Т.И. R-функции в аналитическом проектировании с применением системы «РАНОК» // Вестник МГТУ «Станкин». 2010. № 4. С. 139-151.
- [16] Lamas Fernandez C., Bennell J., Martinez Sykora A. Voxel-Based Solution Approaches to the Three-Dimensional Irregular Packing Problem // Operations Research. 2021. P. 1-20.
- [17] Е Вин Тун, Маркин Л.В. Построение рецепторных геометрических моделей объектов сложных технических форм // Геометрия и графика. 2019. № 7 (4). С. 44-56.
- [18] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Solving the problem of decomposition of an orthogonal polyhedron of arbitrary dimension // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2021. P. 52-59.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Solving the problem of dense packing of objects of complex geometry // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2022. P. 108-116.

V.A. Chekanin, A.V. Chekanin

APPLICATION OF GREEDY HEURISTICS OF ORTHOGONAL POLYHEDRA PLACEMENT IN PROBLEMS OF PACKING OBJECTS OF COMPLEX SHAPE AND IRREGULAR CUTTING

Moscow State University of Technology «STANKIN», Russia

Abstract

The article discusses NP-hard optimization problems of irregular cutting and problems of packing objects of arbitrary geometry. When placing objects, their representation in the form of orthogonal polyhedra is used, obtained after applying voxelization algorithms and decomposition of the original models of objects of complex shape. A greedy heuristic for the placement of orthogonal polyhedra is proposed, which ensures the choice of the best orientation variant for each placed object when forming a densest placement scheme. The analysis of the effectiveness of the application of greedy placement heuristic on the problems of flat irregular cutting and packing of three-dimensional objects of non-regular shape is carried out.

Key words: irregular cutting, packing problem, voxelization, orthogonal polyhedron, greedy heuristic, genetic algorithm.

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. pp. 803-822.
- [2] Byholm T., Toivakka M., Westerholm J. Effective packing of 3dimensional voxel-based arbitrarily shaped particles. Powder Technology. 2009. Vol. 196. No. 2. pp. 139-146.
- [3] Araújo L.J., Özcan E., Atkin J.A., Baumers M. Analysis of irregular threedimensional packing problems in additive manufacturing: a new taxonomy and dataset. International Journal of Production Research. 2019. Vol. 57. No. 18. pp. 5920-5934.
- [4] Ermolov I.L., Sobolnikov S.A. Planning of mobile robots' deployment for functioning of mobile communication network. Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 4. pp. 126-129. (rus.)
- [5] Sobolev A.N., Nekrasov A.Y., Arbuzov M.O. An upgraded methodology of gear and worm mechanisms CAD/CAE. Vestnik MSTU «STANKIN». 2014. No. 2. pp. 81-86. (rus.)

- [6] Valiakhmetova Y.I., Filippova A.S. Theory of optimum resource utilization by L.V. Kantorovich in cutting-packing problems: overview and history of development of solving methods. Vestnik UGATU. 2014. Vol. 18. No. 1(62). pp. 186-197. (rus.)
- [7] Alvarez-Valdes R., Carravilla M.A., Oliveira J.F. Cutting and packing. Handbook of Heuristics. Springer, Cham. 2018. pp. 931-977.
- [8] Zhao Y., Rausch C., Haas C. Optimizing 3D irregular object packing from 3D scans using metaheuristics. Advanced Engineering Informatics. 2021. Vol. 47. pp. 101234.
- [9] Chernov N., Stoyan Y., Romanova T. Mathematical model and efficient algorithms for object packing problem. Computational Geometry. 2010. Vol. 43. No. 5. pp. 535-553.
- [10] Stoyan Y.G., Semkin V.V., Chugay A.M. Modelirovanie plotnoi upakovki 3D-ob"ektov. Kibernetika i Sistemnyi Analiz. 2016. Vol. 52 (2). pp. 137-146. (rus.)
- [11] 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). pp. 378-383. (rus.)
- [12] Yagudin R.R. Optimizatsiya komponovki trekhmernykh geometricheskikh ob"ektov na osnove godografa vektor-funktsii plotnogo razmeshcheniya. Inzhenernyi vestnik Dona. 2012. Vol. 21. No. 3. pp. 206-217. (rus.)
- [13] 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. pp. 37-53.
- [14] Lebedev P.D., Ushakov V.N., Uspenskii A.A. Numerical methods for constructing suboptimal packings of nonconvex domains with curved boundary. Journal of Applied and Industrial Mathematics. 2020. Vol. 14. No. 4. pp. 681-692.
- [15] Maximenko-Sheiko K.V., Tolok A.V., Sheiko T.I. R-Functions in analytical design with the use of the RANOK system. Vestnik «MSTU «STANKIN». 2010. No. 4. pp. 139-151. (rus.)
- [16] Lamas Fernandez C., Bennell J., Martinez Sykora A. Voxel-Based Solution Approaches to the Three-Dimensional Irregular Packing Problem. Operations Research. 2021. pp. 1-20.
- [17] E Vin Tun, Markin L.V. Construction of receptor geometric models for objects of complex technical forms. Geometry & Graphics. 2019. Vol 7. No. 4. pp. 44-56. (rus.)
- [18] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Solving the problem of decomposition of an orthogonal polyhedron of arbitrary dimension. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2021. pp. 52-59.

- [19] 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. pp. 77-81. (rus.)
- [20] 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. pp. 126-130. (rus.)
- [21] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Solving the Problem of Dense Packing of Objects of Complex Geometry. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2022. pp. 108-116.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-545

> М.И. Маленков¹, В.А. Волов², Е.А. Лазарев³, Гао Хайбо⁴, Дэн Чжунчуань⁵

МЕЖДУНАРОДНАЯ ЛУННАЯ НАУЧНАЯ СТАНЦИЯ: ИНЖЕНЕРНЫЕ ПОДХОДЫ К ОБОСНОВАНИЮ КОНЦЕПЦИИ ПРОЕКТА

¹Михаил Иванович Маленков, Акционерное общество «Научно-Технический Центр РОКАД» Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 365-60-44, E-mail: m.i.malenkov@gmail.com

²Валерий Анатольевич Волов, Акционерное общество «Научно-Технический Центр РОКАД», Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 365-60-44, E-mail: <u>info@rocad.ru</u>

³Евгений Алексеевич Лазарев, Акционерное общество «Научно-Технический Центр РОКАД», Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 365-60-44, E-mail: <u>info@rocad.ru</u>

⁴Гао Хайбо, Харбинский Политехнический университет, Харбин, Китайская Народная Республика E-mail: jiawc911@sina.com

⁵Дэн Чжунчуань, Харбинский Политехнический университет, Харбин, Китайская Народная Республика E-mail: <u>jiawc911@sina.com</u>

Аннотация

В докладе рассматриваются возможные инженерные подходы к задачам разработки мобильной робототехники для строительства и эксплуатации Международной лунной научной станции (МЛНС), предусмотренной в совместных документах Роскосмоса и Космического агентства КНР и подписанных в 2020, 2021 и 2022 годах. Для минимизации финансовых показателей, повышения уровня отработки и надёжности новой космической техники, все компоненты парка мобильной робототехники МЛНС предполагается создавать на базе максимально унифицированных интеллектуальных мобильных платформ (ИМП). Приведены некоторые результаты проектно – компоновочных и расчётно – теоретических исследований для обоснования проектного облика ИМП на этапах строительства МЛНС и реализации длительных лунных экспедиций, в том числе на обратную (невидимую с Земли) сторону Луны. Такая экспедиция возможна благодаря поддержке линии связи с Землей с помощью китайской лунной станции типа спутника – ретранслятора «Quegiao». Эта станция с января 2019 года обеспечивает связь с Землей станции «Ченьэ-4» и лунохода «Юйту-2», проводящих исследования на обратной стороне Луны.

Ключевые слова: МЛНС – Международная лунная научная станция, ИМП – интеллектуальная мобильная платформа, САШ – самоходное автоматическое шасси, АССУ – автоматическое стыковочно - сцепное устройство ИМП.

M.I. Malenkov¹, V.A. Volov¹, E.A. Lazarev¹, Gao Haibo², Deng Zongquan²

INTERNATIONAL LUNAR RESEARCH STATION: ENGINEERING APPROACHES TO JUSTIFY THE CONCEPT OF THE PROJECT

¹J.S.Co. Scientific and Technical Center "ROCAD", St. Petersburg, Russia, m.i.malenkov@gmail.com ²HIT, Harbin, China, jiawc911@sina.com

Abstract

The report discusses possible engineering approaches to the tasks of developing mobile robotics for the construction and operation of the International Lunar Research Station (MLNS), provided for in the joint documents of Roscosmos and the PRC Space Agency and signed in 2020, 2021 and 2022. To minimize financial performance, increase the level of development and reliability of new space technology, all components of the MLNS mobile robotics fleet are supposed to be created on the basis of the most unified intelligent mobile platforms (IMPs). Some results of design-layout and computational-theoretical studies are presented to substantiate the design image of the IMP at the stages of construction of the MLNS and the implementation of long-term lunar expeditions, including to the back (invisible from the Earth) side of the Moon. Such an expedition is possible thanks to the support of a communication line with the Earth using the Chinese lunar station of the "Queqiao relay satellite" type. Since January 2019, this station has been providing communication with the Earth of the "Chen'e-4" station and the "Yutu-2" lunar rover, which are conducting research on the far side of the Moon.

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.792.052: 539.4.014.11 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-546

К.П. Манжула¹, А.Ю. Шлепетинский²

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В КРЕСТОВОМ СВАРНОМ СОЕДИНЕНИИ



¹Константин Павлович Манжула, д.т.н., профессор Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 552-84-01, E-mail: <u>conpaman@gmail.com</u> ²Антон Юрьевич Шлепетинский, к.т.н. Инженерный центр, АО «Невский завод» Россия, Санкт-Петербург Тел.: (921)385-78-52, E-mail: A.Shlepetinskiy@reph.ru

Аннотация

Анализируются инженерные зависимости для расчета теоретического коэффициента концентрации напряжений в крестовом сварном соединении. На основе сравнения рассматриваемых зависимостей с результатами исследований крестовых соединений методом конечного элемента установлены формулы, наилучшим образом определяющие теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Ключевые слова: крестовое сварное соединение, теоретический коэффициент концентрации напряжений, метод конечных элементов, инженерные зависимости.

Введение

Исследованию концентрации напряжений в крестовом сварном соединении посвящено меньшее число работ по сравнению с тавровыми и стыковыми соединениями. Первые исследования с расчетными зависимостями для теоретических коэффициентов концентрации напряжений K_t в пластинах с выточками, на которых в дальнейшем строились многие последующие зависимости, проводились аналитически

(Шиманский [1], Хартман и Левен [2], Афанасьев [3]), по результатам фотоупругости (Хейвуд [4], Нишида [5]). Рассматриваемые в данной работе расчетные зависимости базируются на исследованиях, выполненных в поздний период методом конечного элемента (МКЭ). Число влияющих на K_t геометрических параметров варьируется в зависимостях от трех до семи, но большое значение на применимость и точность зависимостей имеет диапазон изменения параметров, на котором они были получены.

Цель — проанализировать известные в литературе расчетные зависимости для определения K_t , выявить на основе исследования ряда моделей наиболее точные, в заданных для них диапазонах, и оптимально приемлемые для инженерных расчетов.

Исследуемые расчетные зависимости

В стандартах РФ на сварку геометрия таврового соединения описывается толщинами t, t_1 соединяемых элементов и катетами швов K_b , K_g . В зарубежных стандартах таких как, например, Din EN ISO 5817 в качестве контролируемых параметров указывается усиление q и ширина шва по гипотенузе вписанного треугольника, а также размеры дефектов. Полное число геометрических параметров, которыми описывается крестовое сварное соединение, показано на рис.1, а. Соединение может иметь непровар, вследствие неполного проплавления корня шва, характеризуемый длиной d, толщиной b. Вершина непровара может описываться радиусом, равным b/2 или стремиться к минимальному радиусу близкому к трещине.



Рис. 1. Параметрическая модель крестового сварного соединения при нагружении по разрезному элементу растягивающей и изгибающей нагрузкой: *a*) - с усилением шва, б) – без усиления шва

При нагружении растяжением или изгибом по схеме, показанной на рис.1, наибольшая концентрация напряжений имеет место в зоне радиуса *R* перехода от основного металла к наплавленному, при наличии подреза – в

зоне радиуса r, а также в непроваре, если он есть. Концентрация напряжений в непроваре сосредоточена в его вершине, которая может иметь разную конфигурацию, но чаще всего описывается радиусом b/2 или вершиной трещины.

Наибольшее число зависимостей K_t получено для зоны сопряжения основного металла с наплавленным при полном проплавлении корня шва, отсутствии подрезов и без усиления шва (рис.1, δ). В этом случае в зависимостях задается угол θ между катетом и гипотенузой вписанного треугольника. Следует отметить, что при моделировании усиления шва окружностью параметры q и θ находятся в корреляционной связи.

Одной из первых зависимостей K_t в зоне сопряжения основного металла с наплавленным является зависимость полученная Ohta и Eguchi (1974) [6] при растяжении на основе зависимости [4], имеющая вид

$$K_{t} = 1 + \frac{1 - exp\left(-0.9 \cdot \theta \sqrt{\frac{t}{2K_{g}} + 1}\right)}{1 - exp\left(-0.45 \cdot \pi \sqrt{\frac{t}{2K_{g}} + 1}\right)} \left[\frac{1}{2.8\left(\frac{2K_{g}}{t} + 1\right) - 2}\frac{K_{g}}{R}\right]^{0.65}.$$
 (1)

Kawai и др. (1975) [7] на этой же основе получили при изгибе зависимость

$$K_{t} = 1 + \frac{1 - exp\left(-0.9 \cdot \theta \sqrt{\frac{t}{2K_{g}} + 1}\right)}{1 - exp\left(-0.45 \cdot \pi \sqrt{\frac{t}{2K_{g}} + 1}\right)} th^{\frac{1}{2}} \left[2\left(\frac{t_{1}}{t + 2K_{g}} + \frac{R}{t}\right)\right] \left[\frac{0.13 + 0.65\left(1 - \frac{R}{t}\right)^{4}}{\left(\frac{R}{t}\right)^{1/3}}\right] th \left(\frac{\left(\frac{2K_{g}}{t}\right)^{\frac{1}{4}}}{1 - \frac{R}{t}}\right)$$
(2)

Диапазон варьируемых параметров: Kg/t = 0,5...1,0; R/t = 0,02...0,2; $\theta = 30...45^{\circ}$.

Турмов (1976) [8] при растяжении, рассматривая вариации только трех параметров, получил зависимость

$$K_t = 1 + 0.2 \sqrt{\frac{2t - K_g}{R}} \,. \tag{3}$$

Диапазон варьируемых параметров: Kg/t = 0,75...1,0; R/t = 0,1...0,2; $\theta \le 30^{\circ}$.

Lawrence, Yung и др. (1981, 1985) [9, 12] анализировали крестовое соединение с трещинообразным непроваром (b = 0), при Kg = t и получили зависимости:

- при растяжении

$$K_{t} = 1 + 0.35(\tan\theta)^{0.25} \left[1 + 1.1 \left(\frac{d}{K_{g}} \right)^{5/3} \right]^{0.5} \left(\frac{t}{R} \right)^{0.5},$$
(4)

- при изгибе

$$K_t = 1 + 0.21 (\tan \theta)^{1/6} \left(\frac{t}{R}\right)^{0.5}$$
(5)

Диапазон варьируемых параметров: $d/Kg = 0,5...4, t/R = 1...300, t/t = 1, \theta = 15...80^{\circ}$.

Ushirokawa и Nakayama (1983) [10] на основе различных исследований получили зависимости:

- при растяжении

$$K_{t} = 1 + 2,2 \left[\frac{\frac{K_{b}}{R}}{2,8\left(\frac{e}{t}\right) - 2} \right]^{0,65} \frac{1 - exp\left(-0.9\theta\sqrt{\frac{e}{2K_{b}}}\right)}{1 - exp\left(-0.45 \cdot \pi\sqrt{\frac{e}{2K_{b}}}\right)};$$
(6)

– при изгибе

$$K_{t} = 1 + \frac{1 - exp\left(-0.9\theta\sqrt{\frac{e}{2K_{b}}}\right)}{1 - exp\left(-0.45 \cdot \pi\sqrt{\frac{e}{2K_{b}}}\right)} \sqrt{th\left(\frac{2t_{1}}{t + 2K_{b}} + \frac{2R}{t}\right)} th\left(\frac{\left(\frac{2K_{b}}{t}\right)^{1/4}}{1 - \frac{R}{t}}\right) \frac{0.13 + 0.65\left(1 - \frac{R}{t}\right)^{4}}{\sqrt[3]{\frac{R}{t}}}$$
(7)

В зависимостях (6) и (7) $e = t + 4K_b + 0.3(t_1 + 2K_g)$, диапазон варьируемых параметров: $K_g = 10...20$ мм, R = 0.5...7 мм, $t = t_l = 20$ мм, $\theta = 20...50^{\circ}$. Rainer (1983) [11] аппроксимацией результатов исследований

Rainer (1983) [11] аппроксимацией результатов исследований крестового соединения методом конечного элемента получил:

- при растяжении

$$K_{t} = 1 + \left\{ \frac{0.55}{\left(\frac{K_{g}}{\sqrt{2R}}\sin\theta\right)^{0.66}} + 1.1 \left(\sqrt{\left(\frac{2R}{t}\right)^{3} + \frac{2R}{t}}\right)^{2,2} + 0.2 \frac{\frac{t}{2R}}{\left(\frac{t}{2R} + \frac{K_{g}}{\sqrt{2R}}\sin\theta\right) \left(\frac{K_{g}}{\sqrt{2R}}\sin\theta\right)^{1,33}} \right\}^{-\frac{1}{2}}; (8)$$

-при изгибе

$$K_{t} = 1 + \left\{ \frac{0.4}{\left(\frac{K_{g}}{\sqrt{2R}}\sin\theta\right)^{0.66}} + 3.8\left(\sqrt{\left(\frac{2R}{t}\right)^{3} + \frac{2R}{t}}\right)^{2.25} + 0.2\frac{\frac{t}{2R}}{\left(\frac{t}{2R} + \frac{K_{g}}{\sqrt{2R}}\sin\theta\right)\left(\frac{K_{g}}{\sqrt{2R}}\sin\theta\right)^{1.33}}\right\}^{-\frac{1}{2}}.$$
(9)

Диапазон варьируемых параметров: $K_g \sin \theta / t = 0,1...0,9$; t/R = 1...400; $t/t_1 = 1$; $\theta = 45^{\circ}$.

Кархин и др. (1987) [13], основываясь на результатах моделирования МКЭ, при растяжении получили зависимость

$$K_{t} = 1 + 0.494 \begin{bmatrix} (\sin\theta)^{0.83} \left[R \left(\frac{1}{t} + \frac{0.96}{K_{g}} + \frac{0.076}{K_{g} \cdot tg\theta} \right) \right]^{-0.55} + \\ + \left[R \left(\frac{1}{t} + \frac{0.96}{K_{g} + t_{1}/2} + \frac{0.076}{h} \right) \right]^{-0.55} - \left[R \left(\frac{1}{t} + \frac{0.96}{K_{g}} + \frac{0.076}{h} \right) \right]^{-0.55} \end{bmatrix},$$
(10)

исследованная область параметров R/t = 0,003...0,6; $\theta = 10...90^{\circ}; h/t_1 = 0,2...12; K_g/t_1 = 0...2; t_1/t = 0.12...8.$ При моделировании высота h = 4t/.

Для средней области варьирования параметров R/t = 0.05; $\theta = 45^{\circ}$; $h/t_1 = 4$; $K_g/t_1 = 0.6$; $t_1/t = 1$ авторами при растяжении рекомендована зависимость

$$K_{t} = 1 + 0.535 \begin{cases} \left(\sin\theta\right)^{0.852} \left[\left(\frac{R}{t}\right)^{1.07} + 1.125 \left(\frac{R}{K_{g}}\right)^{1.052} + 0.224 \left(\frac{R}{K_{g}tg\theta}\right)^{1.492} \right]^{-0.501} + \left[\left(\frac{R}{t}\right)^{1.07} + 1.125 \left(\frac{R}{K_{g} + t_{1}/2}\right)^{1.052} + 0.224 \left(\frac{R}{h}\right)^{1.492} \right]^{-0.501} - \left[\left(\frac{R}{t}\right)^{1.07} + 1.125 \left(\frac{R}{K_{g}}\right)^{1.052} + 0.224 \left(\frac{R}{h}\right)^{1.492} \right]^{-0.501} \end{cases} \end{cases}$$
(11)

Tsuji (1990) [14] зависимости для *К*_t получил в виде:

- при растяжении

$$K_{t} = 1 + \left[1,348 + 0,397 \ln\left(\frac{t_{1} + 2K_{g}}{t}\right)\right] \left[\frac{K_{b}}{R} \frac{1}{2,8\left(\frac{e}{t} - 2\right)}\right]^{0,467} \frac{1 - exp\left(-0.90\sqrt{\frac{e}{2K_{b}}}\right)}{1 - exp\left(-0.9 \cdot \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{e}{2K_{b}}}\right)}, \quad (12)$$

где $e = t + 2K_g + 0.3(t_1 + 2K_g);$

- при изгибе

$$K_{t} = 1 + \left[0,629 + 0,058 \ln\left(\frac{t_{1} + 2K_{g}}{t}\right)\right] \left[\frac{R}{t}\right]^{-0,431} th\left(\frac{6K_{b}}{t}\right) \frac{1 - exp\left(-0.9 \cdot \theta\sqrt{\frac{w}{2K_{g}}}\right)}{1 - exp\left(-0.9 \cdot \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{w}{2K_{g}}}\right)}, \quad (13)$$

где $w = t + K_b$. Рекомендуемая область применения не определена.

Radaj и Zhang (1990, 1991) [15, 16] для крестового соединения с непроваром при растяжении получили зависимость

$$K_t = 1.192 \left(\frac{K_g}{t} \sin \theta\right)^{-0.311} \left(\frac{t_1}{t}\right)^{-0.004} \left(\frac{d}{t}\right)^{0.13} \left(\frac{R}{t}\right)^{-0.392}.$$
 (14)

Диапазон варьируемых параметров: t/R = 1,67...12,5; $t/t_1 = 0,2...5$; $\theta = 45^\circ$; $K_g \sin \theta / t = 0,2...5$.

Anthes и др. (1993, 1994) [17, 18] используя метод граничных элементов и также учитывая влияние непровара на концентрацию получили зависимости:

- при растяжении

$$K_{t} = 1.538 + \left[1 + 0.621 \left(\frac{K_{g}}{t} \sin \theta\right)^{-1.655} \left(\frac{d}{t}\right)^{2.474} + 1.455 \left(\frac{t}{R}\right)^{0.208} - 2.933 (\sin \theta)^{1.213}\right] (\sin \theta)^{2.086} \left(\frac{t}{R}\right)^{0.207}; (15)$$

- при изгибе

$$K_{t} = 1.256 + \left[1 + 0.023 \left(\frac{K_{g}}{t} \sin \theta\right)^{-3.09} \left(\frac{d}{t}\right)^{2.412} + 2.153 \left(\frac{t}{R}\right)^{0.154} - 3.738 (\sin \theta)^{0.481} \right] (\sin \theta)^{1.723} \left(\frac{t}{R}\right)^{0.172} . (16)$$

Диапазон варьируемых параметров: t/R = 4...200; $t/t_1 = 0, 2...5$; $\theta = 15...85^\circ$; $d/K_g = 0$; 0, 5...1; $K_g \sin \theta / t = 0, 3...1$.

Манжула (1997) [19] на основе исследований МКЭ при растяжении получил зависимость, учитывающую подрезы (рис.1, *a*), в виде

$$K_{t} = \begin{bmatrix} 2,2+0,01\frac{t+t_{1}}{2R} - 4,6\frac{R}{t}(\sin\theta)^{1.5} + 1,8\left(\frac{R}{t}\right)^{n}(4,12\sin\theta - 2)\left(\frac{t_{1}+2K_{g}}{t}\right)^{0.25} \left[1+1,6\left(\frac{R}{t}\right)^{0.7}\left(\frac{\delta}{r}\right)^{0.5}\right], (17)$$

$$\Gamma \mathcal{A}e \quad n = \begin{cases} 0,1+8,9\frac{R}{t} & \Leftarrow \frac{R}{t} \le 0,1;\\ 1+0,5\left(\frac{R}{t} - 0,1\right) & \Leftarrow \frac{R}{t} > 0,1; \end{cases}$$

Диапазон варьируемых параметров: R = 0,125...2 мм, $\theta = 30^{\circ}...60^{\circ}$, $t/t_1=1$; $K_g/t = 0,01...1$; $K_b/t = 0,01...1$. При отсутствии подреза $\delta = 0$.

Molski и др. (2020) [20] на основании исследований концентрации методом конечного элемента и обработки результатов с использованием регрессионным анализа получены достаточно сложные для инженерного анализа зависимости:

- при растяжении

$$K_{t} = X^{-0.3264} \left(A_{0t} + A_{1t} X + A_{2t} X^{2} + A_{3t} X^{3} + A_{4t} X^{4} \right) k_{t}$$
(18)

$$A_{0t} = 1,495 + 0,116Y + 1,69Y^{2} - 12,878Y^{3} + 12,853Y^{4}$$

$$A_{1t} = -0,405 + 0,553Y - 4,856Y^{2} + 12,41Y^{3} - 9,082Y^{4}$$

$$A_{2t} = 0,505 - 0,881Y - 0,405Y^{2} + 3,533Y^{3} - 2,689Y^{4}$$

$$A_{3t} = -0,826 + 1,654Y + 5,274Y^{2} - 35,138Y^{3} + 41,767Y^{4}$$

$$A_{4t} = 0,374 + 0,061Y - 20,664Y^{2} + 79,757Y^{3} - 76,234Y^{4}$$

$$k_{t} = 1 + \left(\sqrt{t1/(0,7071K_{g})} - 1\right) \left[1 - \left(0,538 + 8,659Y^{2}\right)X\right] exp\left[-(3,654Y)^{2,7} - 1,453\right]$$

- ПРИ ИЗГИБе

$$K_{t} = X^{-0.3264} \left(A_{0b} + A_{1b}X + A_{2b}X^{2} + A_{3b}X^{3} + A_{4b}X^{4} \right) k_{b}$$
(19)

$$A_{0b} = 1,491 + 1,137Y - 14,897Y^{2} + 30,96Y^{3} - 21,195Y^{4}$$

$$A_{1b} = -0,379 - 0,834Y + 5,195Y^{2} - 7,152Y^{3} + 3,924Y^{4}$$

$$A_{2b} = 0,44 - 1,322Y + 2,0315Y^{2} + 4,113Y^{3} - 1,144Y^{4}$$

$$A_{3b} = -0,792 + 2,683Y - 12,341Y^{2} + 41,768Y^{3} - 55,767Y^{4}$$

$$A_{4b} = 0,533 - 3,688Y + 25,247Y^{2} - 74,895Y^{3} + 75,845Y^{4}$$

$$k_{t} = 1 + \left(\sqrt{t1/(0,7071K_{g})} - 1 \right) \left[1 - \left(0,6 + 20,148Y^{2} \right) X \right] exp \left[- (6,899Y)^{2,0} - 1,492 \right]$$

В этих зависимостях $\theta = 45^{\circ}$; $X = \frac{R}{R + 0,7071K_{g}}$; $Y = \frac{0,7071K_{g}}{t + 0,7071K_{g}}$..

Диапазон варьирования параметров: $0 < R/K_g \le 0.92$; $0 < K_g/t \le 1.84$; $0 < t_1/K_g \le 2.83$. Как отмечается в работе погрешность определения K_t по зависимостям (18) и (19) не превышает 2,5 %.

В некоторых работах для получения расчетных зависимостей использован регрессионный анализ с использованием полиномиальных зависимостей, как например, Oswald и др (2019) [21]. Зависимости в этом случае получаются наиболее точно аппроксимирующие вычислительный эксперимент, однако их нельзя отнести к инженерным. Также результаты исследований загружают в нейронные сети, достоинством которых является быстро выдаваемый результат, если имеется уже готовая обученная сеть.

Wang и др. (2020) [22], исследовали крестовое соединение без усиления шва и с усилением *q* шва (рис.1, *a*). Используя конечно-элементные расчеты и обработку результатов методом регрессионного анализа в работе были получены при растяжении и изгибе. зависимости:

- при растяжении

$$K_{t} = 1 + 0.936 f\left(\frac{t_{1}}{t}\right) f\left(\frac{R}{t}\right) f\left(\theta\right) f\left(\frac{R}{t}\theta\right) f\left(\frac{K_{g}}{t}\right) f\left(\frac{K_{g}}{t}\right) f\left(\frac{K_{g}}{t}\right) f\left(\frac{K_{g}}{t}\right) f\left(\frac{R}{t}\right) f\left(\frac{R}{t$$

где

$$f\left(\frac{t_1}{t}\right) = -0.424 \cdot \left(\frac{t_1}{t}\right)^3 + 1.393 \cdot \left(\frac{t_1}{t}\right)^2 - 1.073 \cdot \left(\frac{t_1}{t}\right) + 5.224$$

$$f\left(\frac{R}{t}\right) = -2.215 \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{0.508} + 3.365 \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^3 - 4.439 \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^2 + 3.726 \cdot \left(\frac{R}{t}\right) + 0.403$$

$$f(\theta) = -0.789 \cdot (\pi - \theta)^3 + 2.967 \cdot (\pi - \theta)^2 - 5.879 \cdot (\pi - \theta) + 17.728;$$

$$f\left(\frac{R}{t} \cdot \theta\right) = 1.557 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right]^{-0.116} + 3.822 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right]^3 - 5.354 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right]^2 + ;$$

$$+ 7.153 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right] - 1.529$$

$$f\left(\frac{K_g}{t}\right) = 8.159 \cdot \left(\frac{K_g}{t}\right)^{1.945} - 0.019 \cdot \left(\frac{K_g}{t}\right)^4 + 0.202 \cdot \left(\frac{K_g}{t}\right)^3 - 7.978 \left(\frac{K_g}{t}\right)^2 - 0.457 \left(\frac{K_g}{t}\right) + 0.111$$

$$f\left(\frac{K_b}{t}\right) = 10.209 \cdot \left(\frac{K_b}{t}\right)^{0.096} + 0.386 \cdot \left(\frac{K_b}{t}\right)^4 - 2.433 \cdot \left(\frac{K_b}{t}\right)^3 + 6.07 \left(\frac{K_b}{t}\right)^2 - 8.046 \left(\frac{K_b}{t}\right) - 5.364$$

$$f\left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right) = -0.242 \cdot \left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right)^3 + 0.571 \cdot \left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right)^2 - 21.595 \cdot \left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right) - 2.24;$$

$$f\left(\frac{q}{t}\right) = 4.996 \cdot \left(\frac{q}{t}\right)^3 - 1.461 \cdot \left(\frac{q}{t}\right)^2 - 0.187 \cdot \left(\frac{q}{t}\right) - 1.083.$$

$$- \Pi \text{IPI HSIPAGE}$$

$$K_t = 1 + 1.201 f\left(\frac{R}{t}\right) f(\theta) f\left(\frac{R}{t}\theta\right) f\left(\frac{K_g}{t}\right) f\left(\frac{K_b}{t}\right) f\left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right) f\left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right),$$
(21)

где

$$f\left(\frac{R}{t}\right) = 1,246 \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{-0,179} + 5,187 \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^3 - 5,888 \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^2 + 2,948 \cdot \left(\frac{R}{t}\right) - 2,024;$$

$$f(\theta) = 0,452 \cdot (\pi - \theta)^3 - 4,17 \cdot (\pi - \theta)^2 + 6,472 \cdot (\pi - \theta) + 12,324;$$

$$f\left(\frac{R}{t} \cdot \theta\right) = 6,195 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right]^{1,959} + 0,21 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right]^3 - 6,258 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right]^2 + ;$$

$$+ 0,043 \cdot \left[\left(\frac{R}{t}\right)(\pi - \theta)\right] + 0,016$$

$$f\left(\frac{K_g}{t}\right) = 0,107 \cdot \left(\frac{K_g}{t}\right)^3 + 0,49 \cdot \left(\frac{K_g}{t}\right)^2 - 3,181\left(\frac{K_g}{t}\right) + 11,877;$$

$$f\left(\frac{K_b}{t}\right) = 6,218 \cdot \left(\frac{K_b}{t}\right)^{2,938} + 0,082 \cdot \left(\frac{K_b}{t}\right)^4 - 5,873 \cdot \left(\frac{K_b}{t}\right)^3 - 0,584\left(\frac{K_b}{t}\right)^2 + 0,181\left(\frac{K_b}{t}\right) + 0,022$$

$$f\left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right) = -0,096 \cdot \left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right)^3 - 0,221 \cdot \left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right)^2 + 5,661 \cdot \left(\frac{K_g}{t}, \frac{K_b}{t}\right) + 33,008.$$

Рекомендуемая область применения R/t = 0.003...0,36; $\theta = 20^{\circ}...90^{\circ}$, $K_g/t = 0.3...2$; $K_b/tl = 0.3...2$; q/t = 0...0,3

В работе указывается, что погрешность расчетов по зависимостям составляет менее 5% по отношению к расчетам МКЭ.

Результаты

С цель проверки корректности оценки K_t приведенными выше зависимостями, составлялись модели крестового соединения для расчета их напряженно-деформированного состояния МКЭ в среде Ansys. При нагружении рассматривалась половина соединения относительно вертикальной оси, длина пластины к которой прикладывалась нагрузка принималась не менее L = (3-5)t от оси симметрии. Конечно-элементная сетка имела размеры в зоне концентратора 0,00007...0,00009 мм, в остальной части – 0,0005...0,0008 мм. Определялись напряжения при плоскодеформированном (ПД) и плосконапряженном (ПН) состояниях.

Коэффициенты концентрации напряжений K_t оценивалась при ПН состоянии. Фрагмент сетки конечных элементов в зоне радиуса сопряжения R = 4 мм показан на рис.2,*a*. На рис. 2, *б* изображены изолинии наибольших напряжений и сетка для того же радиуса сопряжения.



Рис. 2. Фрагмент сетки конечных элементов в зоне радиуса сопряжения R = 4 мм – a); изолинии напряжений и сетка в зоне того же радиуса при растяжении – δ)

Диапазон варьирования геометрических параметров и их расчетные комбинации для соединения без усиления (рис.1, *б*) представлены в табл. 1.

Общее число расчетных комбинаций составило 160.

Сравнение результатов расчета K_t , выполненных в Ansys, с результатами расчета, выполненными по приведенным выше зависимостям рассматривается отдельно при нагружении соединения растяжением и изгибом. Из всего набора выполненных в Ansys расчетов отобрана часть, характерная по толщинам для машиностроительных конструкций. Графики строились в виде зависимости K_t от радиуса R сопряжения при остальных фиксированных геометрических параметрах. Диапазон изменения радиуса

принят равным *R* = 0,2...4 мм, значения фиксированных параметров указаны на рисунках.

Расчетные	t,	<i>t</i> ₁ ,	Kg,	Kb,	θ,	P NOV
комбинации	MM	MM	MM	ММ	град	л, мм
1-8	10	10	10	6	30	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
9-17	10	10	10	10	45	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
18-26	10	10	6	10	60	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
27-35	20	10	10	6	30	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
36-44	20	10	10	10	45	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
45-53	20	10	6	10	60	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
54-62	40	10	10	10	45	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
63-71	40	20	20	12	30	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0
72-80	40	20	12	20	60	0.2; 0.4; 0.8; 1.2; 1.6; 2.0; 3.0; 4.0

Таблица 1. Расчетные комбинации параметров при растяжении и изгибе

Результаты расчетов соединений при нагружении растяжением представлены на рис. 3...5, а при нагружении изгибом на рис. 6...8.



Рис. 3. Результаты расчета K_t при растяжении – a) t = t₁= $K_g = 10$ мм, $K_b = 6$ мм, $\theta = 30^\circ$; – δ) t = 40 мм, $t_l = K_g = 20$ мм, $K_b = 6$ мм, $\theta = 30^\circ$



Рис. 4. Результаты расчета K_t при растяжении – а) $t = t_l = K_g = K_b = 10$ мм, $\theta = 45^\circ$; б) t = 40 мм, $t_l = K_g = K_b = 10$ мм, $\theta = 45^\circ$, g = 1 мм







Рис. 6. Результаты расчета K_t при изгибе – *a*) t = t₁= K_g = 10 мм, K_b = 6 мм, θ = 30°; – *б*) t = 20 мм, t_l = K_g = 10 мм, K_b = 6 мм, θ = 30°

a)

б)



Рис. 7. Результаты расчета K_t при изгибе – *a*) $t = t_l = K_g = K_b = 10$ мм, $\theta = 45^\circ$; – *б*) t = 40 мм, $t_l = K_g = K_b = 10$ мм, $\theta = 45^\circ$



Рис. 8. Результаты расчета K_t при изгибе – *a*) t = t₁= $K_g = 10$ мм, $K_b = 6$ мм, $\theta = 30^\circ$; – *б*) t = 20 мм, $t_l = K_g = 10$ мм, $K_b = 6$ мм, $\theta = 30^\circ$

В зависимостях (20) и (21) учитывается усиление q шва, поэтому были проведены расчеты трех крестовых соединений с усилением шва при растяжении и изгибе. Рассматривались три варианта усиления q = 1, 2 и (-1) мм, выполненных по дуге окружности, для соединения, показанного на рис. 9, a. Получающиеся при этом углы θ при других значениях радиуса R = 0,2...4 мм. лежат в диапазоне $\theta = 67...64^{\circ}$ Результаты расчетов изображены на рис. 9, δ .



Рис. 9. Фрагмент геометрии крестового соединения с усилениями шва – a), результаты расчетов – δ)

Обсуждение

При нагружении соединения растяжением анализ графиков на рис. 3...5 показывает общий характер всех зависимостей в целом – увеличенный разброс значений K_t в области малых радиусов R = 0,2 мм и снижение разброса в районе R = 4 мм, что связано, очевидно, с размерами сеток, использованных авторами в моделях метода конечных элементов.

На рис. 3 приведены результаты зависимости K_t от радиуса R при угле $\theta = 30^{\circ}$. Наилучшее в среднем совпадение с Ansys, показывает зависимость (20), близкое соответствие – зависимость (17). Заниженные оценки показывают зависимости (3) и (1), а завышенные, в разных диапазонах изменения радиуса, зависимости (8) и (15) (рис. 3, *a*). На рис. 3, δ только зависимость (6) дает сильно завышенные значения при малых R.

При угле $\theta = 45^{\circ}$ число зависимостей больше (рис.4, *a*, *б*). Практически полное совпадение с Ansys показывают зависимости (8), (14), (18), (20). Заниженные оценки K_t по-прежнему показывают зависимости (1) и (3), а завышенные – (15) (рис. 4, *a*). При $t/t_1 = 4$ зависимости (6), (14), (15), (20) не применимы (рис. 4, *б*), зависимости (11), (18) практически полностью совпадают с Ansys, также хорошо совпадают и зависимости (3), (8), (12), (17). Зависимость (14) соответствует исследованному диапазону, однако резко выпадает из общей картины, из-за учета в ней влияния непровара g, размеры которого авторами не определены. При g = 0 зависимость показывает $K_t = 0$. При вычислении принимали g = 1.

Анализ результатов при $\theta = 60^{\circ}$ показывает, что зависимости (6) и (20) на рис.5, *а* дают лучшее совпадение, а на рис.5, *б* они являются практически худшими. На рис. 5, *б* лучший результат показывают зависимости (1) и (4).

Исследования геометрии сварных соединений стальных листов с угловыми швами при показывают, что средние значения $\overline{R} = 1,3-1,8$ мм для ручной электродуговой сварки, $\overline{R} = 1,3-1,45$ мм для полуавтоматической в среде защитных газов, $\overline{R} = 1,4-1,65$ мм для автоматической сварки. Так как геометрия шва и зоны сопряжения непостоянна по длине, а зарождение трещин наблюдается у радиусов с малыми значениями, то интерес представляют радиусы, которые можно оценить по распределениям с 5% уровнем значимости в области малых радиусов. Такие радиусы составляют $R_5 = 0,45$ мм при ручной и полуавтоматической сварке и $R_5 = 0,55$ мм для автоматической сварки.

Если выбрать зависимость, наилучшим образом показывающую совпадение с Ansys в диапазоне изменения радиусов $R_5 = 0,45...0,55$ мм по комбинациям параметров, показанным в табл. 1, то определить одну из рассматриваемых зависимостей не возможно. При $\theta = 30$ и 60° чаще всего в среднем наилучшее соответствие демонстрирует зависимость (15). При угле $\theta = 45^{\circ}$ такой зависимостью является зависимость (18), но ее сложно считать инженерной, так как она требует громоздких вычислений.

Сравнение К_t при растяжении тавровых и крестовых [23, 24] соединений при всех одинаковых в них геометрических параметрах, рассчитанных в Ansys, показывает отношение $K_t^{masp} / K_t^{kpecm} 100 = (4, 6...-$ 2,3)%. Отклонения в отрицательную область значений имеют место только в отдельных случаях при $\theta = 60^{\circ}$ и R = 0, 2...1, 2 мм, что очевидно связано со сходимостью вычислений. Таким образом, фактически концентрация изгибом напряжений тавровых соединениях, связанная с В ОТ несимметричной формы, только максимум 4,6% превышает на концентрацию в крестовых соединениях.

При нагружении соединения изгибом (рис. 6...8) число зависимостей K_t меньше. Наилучшее соответствие с Ansys показывают зависимости (19) и (21). При угле $\theta = 30^{\circ}$ практически точное соответствие на рис.6, *а* показывает зависимость (21), но до R < 3 мм, а на рис. 6, *б* также зависимость (16). Эти же зависимости наилучшим образом соответствуют Ansys и при угле $\theta = 60^{\circ}$, но к ним присоединяется зависимость (9).

При θ = 45° зависимость (19) показывает полное совпадение, но при других углах она не применима, так как получена только для этого угла. Также хорошо совпадают с вычислительным экспериментом зависимости (16) и (21).

Зависимость (21) имеет ограничение R/t < 0,36, что видно по отклонению точки вверх при R = 4 мм и t = 10 мм (рис. 6, a; 7, a; 8, a). В большинстве расчетных случаев (в том числе не представленных) хорошее совпадение показывает зависимость (16). Зависимости (2), (5) стабильно во всей области значений $K_t(R)$ показывают заниженные результаты.

Разница K_t при изгибе в тавровых и крестовых [23, 24] соединениях и всех одинаковых геометрических параметрах, рассчитанных в Ansys, показывает отношение $K_t^{mabp} / K_t^{kpecm} 100 = (7, 2... 16, 3)\%$, что существенно выше, чем при растяжении. Наибольшее значения имеют место при меньших радиусах.

Если аналогично растяжению рассмотреть выбор лучшей аппроксимирующей результаты вычислений в Ansys зависимости, то к таким можно отнести (9), (13), (16), (21). Зависимость (19) лучшая для расчета K_t при $\theta = 45^{\circ}$, но, как уже отмечалась, сложна для вычислений. Во всех случаях в среднем наиболее оптимальной является зависимость (16).

Заключение

Выполненный анализ показывает, что теоретический коэффициент концентрации K_t при $\theta = 45^{\circ}$, растяжении и изгибе рассчитывают зависимости (18) и (19), но ими сложно пользоваться, вследствие их громоздкости.

Зависимость (20) в большинстве случаев хорошо вычисляет K_t при растяжении, а зависимость (21) во всех случаях хорошо вычисляет K_t при изгибе, но они также имеют громоздкую структуру, что затрудняет их использование в инженерной практике.

Для инженерных расчетов с достаточной точностью при растяжении в большинстве случаев подойдут зависимости (8), (15), но отдельных случаях также (4), (11).

Для инженерных расчетов с достаточной точностью при изгибе хорошую сходимость с Ansys показали зависимости (9), (13), (16).

Наиболее универсальными во всех рассмотренных в данной работе случаях инженерными зависимостями можно считать зависимости (15) и (16).

Для расчета K_t в области $R_5 = 0,45...0,55$ мм во всех рассмотренных расчетных случаях хорошую точность показывают зависимости (15) и (16), но несколько худшую в вариантах, показанных на рис. 4, б и 5, б.

Зависимость (20) хорошо рассчитывает K_t в соединениях с положительным усилением шва при растяжении, однако ее проверка выполнена только для геометрии изображенной на рис. 9, *a*.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Шиманский Ю. А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. Л.: Судпромгиз, 1949. 159 с.
- [2] Hartman J. B., Leven M. M. Factors of Stress Concentration for the Bending: Case of Fillets in Flat Bars and Shafts with Central Enlarged Section // Proceedings SESA. 1951. Vol. 9. N. 1. P. 53.
- [3] Афанасьев Н. Н. Статистическая теория усталостной прочности металлов. Киев: Изд-во АН УССР, 1953. 128 с.
- [4] Heywood R. W. Designing by photoelasticity. London: Charpman and Hall, 1952. 177 p.
- [5] Nishida M. Stress Concentration. Tokyo: Morikita Publishing Co, 1967. 168 p.
- [6] Ohta S., Eguchi Y. Fatique strength of arc-welded joints in 80 kg/mm² hidh strength steel. – J. Jap. Weld. Soc., 1974, N 4, p. 19-28.
- [7] Effect of finishes of weld toe on fatique strength of welded high strength steels / S. Kawai, I. Miyamoto, T. Shiono, S. Saikawa. – Ibid., 1979, N 9, p. 44-51.
- [8] Турмов Г.Л. Определение коэффициента концентрации напряжений в сварных соединениях / Г.Л. Турмов // Автоматическая сварка. – 1976.
 - №10. – С. 14-17
- [9] Lawrence, F.V.; Ho, N.J.; Mazumdar, P.K. Predicting the fatigue stress analysis of weldments. Annu. Rev. Mater. Sci. 1981, 11, 401–425.

- [10] Ushirokawa, O., Nakayama, E. Stress concentration factor at Welded Joints. Ishikawajima-Harima Eng. Rev. 1983. 23. pp. 351-355.
- [11] Rainer G. Parameterstudien mit finiten Elementen, Berechnung der Bauteilfestigkeit von Schweißverbindungen unter äußeren Beanspruchungen. Konstruktion.1983. 37(2). pp. 45–52
- [12] Yung J.L., Lawrence F.V. Analytical and graphical aids for the fatigue design of weldments. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 1985 8(3):223–241
- [13] Кархин В.А., Костылев В.И., Стаканов В.И.: Влияние геометрических параметров стыковых, тавровых и крестовых соединений на коэффициент концентрации напряжений. Автоматическая сварка. 1988. N 3. pp. 6-11.
- [14] Tsuji I Estimation of stress concentration factor at weld toe of non-load carrying fillet welded joints. Trans West Jpn Soc Naval Architects 80: 1990. pp. 241–251.
- [15] Radaj D, Zhang S () Mehrparametrige Strukturoptimierung hinsichtlich Spannungserhöhungen. Konstruktion 1990. 42.pp. 89–292
- [16] Radaj D, Zhang S Multiparameter design optimisation in respect of stress concentrations. In: Springer-Verlag (ed) engineering optimisation in design processes. Springer, Berlin, 1991. pp 181–189
- [17] Anthes RJ, Köttgen VB, Seeger T Kerbformzahlen von Stumpfstößen und Doppel-T-Stößen. Schweissen und Schneiden. 1993. 45(12). pp. 685–688
- [18] Anthes RJ, Köttgen VB, Seeger T. Einfluß der Nahtgeometrie auf die Dauerfestigkeit von Stumpf- und DoppelT-Stößen. Schweissen und Schneiden. 1994. 46(9). pp. 433–436
- [19] Манжула, К.П. Теория и методы расчета сопротивления усталости металлических конструкций грузоподъемных машин: дис. ... д-ра техн. наук: СПб, 1997. 356 с.
- [20] Molski K.L., Tarasiuk P., Glinka G. Stress concentration at cruciform welded joints under axial and bending loading modes. Weld World 2020, 1– 10.
- [21] Oswald M., Mayr C. Rother K. Determination of notch factors for welded cruciform joints based on numerical analysis and metamodeling. Welding in the World. 2019. 63. pp. 1339-1354.
- [22] Wang Y., Luo Y., Tsutsumi S. Parametric Formula for Stress Concentration Factor of FilletWeld Joints with Spline Bead Profile. Materials. 2020, 13, 4639.
- [23] Manzhula K., Shlepetinskiy A. Calculated Dependences for De-termining Theoretical Stress Concentration Factors in a Weld-ed T-joint. Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-30027-1. - pp 57-69.
- [24] Манжула К. П., Шлепетинский А. Ю. Расчетные зависимости для определения теоретических коэффициентов концентрации напряжений
в тавровом сварном соединении // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 11-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. С. 263-280 ISSN 2223-0807

K.P.Manzhula¹, A.Y. Shlepetinskiy²

THEORETICAL STRESS CONCENTRATION COEFFICIENTS IN A CROSS WELDED JOINT

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia ²Engineering Center JSC "Nevsky Zavod"

Abstract

Engineering dependencies are analyzed to calculate the theoretical stress concentration factor in a cross welded joint. Based on the comparison of the dependences under consideration with the results of studies of cross joints by the finite element method, formulas are established that best determine the theoretical stress concentration factor.

Key words: cross welded joint, theoretical stress concentration factor, finite element method, engineering dependencies.

REFERENCES

- [1] Shimansky Yu. A. Design of discontinuous connections of the ship hull. L.: Sudpromgiz, 1949. 159 p.
- [2] Hartman J. B., Leven M. M. Factors of Stress Concentration for the Bending: Case of Fillets in Flat Bars and Shafts with Central Enlarged Section // Proceedings SESA. 1951. Vol. 9. N. 1. P. 53.
- [3] Afanasiev N. N. Statistical theory of fatigue strength of metals. Kyiv: Publishing House of the Academy of Sciences of the Ukrainian SSR, 1953. 128 p.
- [4] Heywood R. W. Designing by photoelasticity. London: Charpman and Hall, 1952. 177 p.
- [5] Nishida M. Stress Concentration. Tokyo: Morikita Publishing Co, 1967. 168 p.
- [6] Ohta S., Eguchi Y. Fatique strength of arc-welded joints in 80 kg/mm² hidh strength steel. – J. Jap. Weld. Soc., 1974, N 4, p. 19-28.

- [7] Effect of finishes of weld toe on fatique strength of welded high strength steels / S. Kawai, I. Miyamoto, T. Shiono, S. Saikawa. – Ibid., 1979, N 9, p. 44-51.
- [8] Turmov G.L. Determination of the stress concentration factor in welded joints / G.L. Turmov // Automatic welding. 1976. No. 10. C. 14-17
- [9] Lawrence, F.V.; Ho, N.J.; Mazumdar, P.K. Predicting the fatigue stress analysis of weldments. Annu. Rev. Mater. Sci. 1981, 11, 401–425.
- [10] Ushirokawa, O., Nakayama, E. Stress concentration factor at Welded Joints. Ishikawajima-Harima Eng. Rev. 1983. 23. pp. 351-355.
- [11] Rainer G. Parameterstudien mit finiten Elementen, Berechnung der Bauteilfestigkeit von Schweißverbindungen unter äußeren Beanspruchungen. Konstruktion.1983. 37(2). pp. 45–52
- [12] Yung J.L., Lawrence F.V. Analytical and graphical aids for the fatigue design of weldments. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 1985 8(3):223–241
- [13] Karkhin V.A., Kostylev V.I., Stakanov V.I.: Influence of geometric parameters of butt, tee and cross joints on the stress concentration factor. Automatic welding. 1988. No. 3. pp. 6-11.
- [14] Tsuji I Estimation of stress concentration factor at weld toe of non-load carrying fillet welded joints. Trans West Jpn Soc Naval Architects 80: 1990. pp. 241–251.
- [15] Radaj D, Zhang S () Mehrparametrige Strukturoptimierung hinsichtlich Spannungserhöhungen. Konstruktion 1990. 42.pp. 89–292
- [16] Radaj D, Zhang S Multiparameter design optimisation in respect of stress concentrations. In: Springer-Verlag (ed) engineering optimisation in design processes. Springer, Berlin, 1991. pp 181–189
- [17] Anthes RJ, Köttgen VB, Seeger T Kerbformzahlen von Stumpfstößen und Doppel-T-Stößen. Schweissen und Schneiden. 1993. 45(12). pp. 685–688
- [18] Anthes RJ, Köttgen VB, Seeger T () Einfluß der Nahtgeometrie auf die Dauerfestigkeit von Stumpf- und DoppelT-Stößen. Schweissen und Schneiden. 1994. 46(9). pp. 433–436
- [19] Manzhula, K.P. Theory and methods for calculating the fatigue resistance of metal structures of hoisting machines: dis. ... Dr. tech. Sciences: St. Petersburg, 1997. 356 p.
- [20] Molski K.L., Tarasiuk P., Glinka G. Stress concentration at cruciform welded joints under axial and bending loading modes. Weld World 2020, 1– 10.
- [21] Oswald M., Mayr C. Rother K. Determination of notch factors for welded cruciform joints based on numerical analysis and metamodeling. Welding in the World. 2019. 63. pp. 1339-1354.
- [22] Wang Y., Luo Y., Tsutsumi S. Parametric Formula for Stress Concentration Factor of FilletWeld Joints with Spline Bead Profile. Materials. 2020, 13, 4639.

- [23] Manzhula K., Shlepetinskiy A. Calculated Dependences for De-termining Theoretical Stress Concentration Factors in a Weld-ed T-joint. Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-30027-1. - pp 57-69.
- [24] Manzhula K. P., Shlepetinsky A. Yu. Calculation dependencies for determining the theoretical stress concentration factors in a tee welded joint // Modern mechanical engineering: Science and education: materials of the 11th International scientific conference / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - St. Petersburg: POLYTECH-PRESS, 2022. S. 263-280 ISSN 2223-0807

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-547

Н.Б. Мельникова¹, А.А. Осман², Е.В. Кудряшов³

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРОВОЛОК НА ЖЕСТКОСТЬ СПИРАЛЬНОГО КАНАТА



¹Наталия Борисовна Мельникова, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-7770, E-mail: <u>melnikova_nb@spbstu.ru</u> ²Александра Андреевна Осман, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-7770, E-mail: <u>osman.aa@edu.spbstu.ru</u> ³Евгений Владимирович Кудряшов, «Инжиниринговый центр железнодорожного транспорта» Россия, Сколково Тел.: (921)957-87-43, E-mail: <u>eugeniy.kudryashov@ecrt.ru</u>

Аннотация

В работе проведен конечно-элементный анализ изгибной и осевой жесткости спирального каната с учетом контактного взаимодействия проволок. Рассмотрены два варианта контакта проволок в канате: контакт абсолютно гладких поверхностей без трения и контакт с жесткой заделкой по линиям контакта. Результаты численного эксперимента показывают, что расчетная жесткость каната с учетом контактного взаимодействия примерно на 30 % выше аналитической оценки, как для «приработанного» каната, работающего как единый стержень сложного сечения, так и для случая нулевого трения между проволоками.

Ключевые слова: спиральный канат, изгибная и осевая жесткости, конечно-элементный анализ контактного взаимодействия

Введение

Витые металлические канаты широко применяются в строительстве и машиностроении как элементы, воспринимающие осевую растягивающую нагрузку [1]. Помимо растяжения, канаты работают также на изгиб (например, при подвешивании груза поперек каната или при наматывании каната на катушку) и кручение.

Канаты являются важными структурными элементами железнодорожной контактной подвески: гибкая подвеска включает несущий трос как основной несущий элемент; к нему крепятся рессорный трос и мерные струны (для подвешивания контактного провода), также являющиеся спиральными канатами [2]. Несущий трос монтируется с предварительным натяжением порядка 20-35 кН, в зависимости от рабочей скорости линии. Проектирование железнодорожных линий включает в себя анализ качества токосъема, для чего необходимо моделирование динамики взаимодействия контактной подвески с токоприёмником [2], [3], [4]. Железнодорожная контактная подвеска фактически представляет собой систему предварительно натянутых гибких нитей. При высоких скоростях движения поезда учет изгибной жесткости проводов подвески, часть из которых являются металлическими канатами, необходим для корректного моделирования волновых процессов распространения поперечных колебаний в подвеске при движении токоприемника [5],[6],[7]. Правильная оценка изгибной жесткости требуется для определения частотного спектра свободных и вынужденных колебаний подвески [8], [9], [10].

Различают канаты следующих видов [1]:

- одинарной свивки или спиральные, состоящие из одного или нескольких слоев проволок;
- канаты двойной свивки, состоящие из слоев спиральных канатов (прядей);
- канаты тройной свивки (стренги), состоящие из слоев канатов двойной свивки.

Контакт проволок в смежных слоях может происходить как по линии, так и в отдельных точках, в зависимости от того, совпадает ли шаг свивки разных слоев. Для прочности и жесткости каната важно хорошее сцепление между проволоками и жилами, которое обеспечивается, в том числе, за счет натяжения каната. В ненатянутом канате проволоки могут работать независимо, как параллельные спиральные пружины.

Напряженно-деформированное состояние каната теоретически является трехмерным, и упругие свойства каната как трехмерного тела характеризуются винтовой анизотропией. При практических расчетах используется идеализированная модель одномерной гибкой нити, которая должна опираться на экспериментальные данные и учитывать зависимость жесткостных характеристик каната от силы натяжения и, возможно, других факторов, таких как коэффициент трения проволок, характеризующий степень «приработки» каната.

Аналитические формулы для оценки изгибной жесткости каната дают значения в интервале, ограниченном двумя крайними вариантами. Первый вариант – проволоки жестко связаны по линиям контакта, и тогда сечение работает на изгиб как единое целое, а канат представляет собой стержень сложного по форме сечения. Следует отметить, что в этом варианте влияние контактного взаимодействия между проволоками и жилами может быть недооценено, поскольку область контакта в реальности не ограничивается линией и представляет собой поверхность. То есть изгибная жесткость каната в этом варианте может оказаться как завышенной (вследствие введения жесткой связи по линиям контакта), так заниженной по вышеуказанной причине. Во втором варианте И аналитической оценки изгибной жесткости контакт между проволоками не учитывается, они работают на изгиб независимо (параллельно). В этом случае момент инерции сечения каната определится как сумма моментов инерции сечений отдельных проволок. В [11] предложена следующая эмпирическая формула для оценки изгибной жесткости каната:

$$J = k \sum_{i=1}^{n} J_i , \qquad (1)$$

где *n* – число проволок в канате;

k – коэффициент, учитывающий конструкцию каната. Для спиральных канатов *k*=1.8, для канатов двойной свивки *k*=1.2;

J_i – момент инерции сечения *i*-й проволоки.

Спиральная форма оси проволок в аналитических выражениях для изгибной жесткости каната не учитывается, поскольку радиус витка значительно больше диаметра проволоки.

Жесткость каната на растяжение определяется формулой [12]:

$$A = E_{eff} S = \sum_{i} E_{i} S_{i} \cos^{3} \alpha_{i} \cos^{3} \beta_{i} ,$$

где E_{eff} – эффективный модуль Юнга;

S – общая площадь сечения;

 E_i, α_i, β_i — модуль Юнга, угол свивки проволоки и угол свивки пряди для *i*-й проволоки, соответственно. Для спирального каната $\beta_i=0$.

Если принять, что все проволоки одинаковы и подставить в формулу выше наклонные площади сечения проволок $S_i \cos \alpha_i \cos \beta_i$, модуль упругости каната по Диннику получает следующее выражение [13]:

$$E_{eff} = E\cos^4 \alpha \cos^4 \beta \tag{2}$$

В [11] для предварительно вытянутых канатов рекомендуется принимать следующие значения модуля упругости каната в зависимости от модуля упругости материала составляющих его проволок:

- для 7-проволочных канатов 90%;
- для прочих спиральных канатов диаметром до 55 мм 75-85%;
- для многопрядных канатов 65-75%.

[11],[14], при расчетах многопроволочных проводов, Согласно состоящих однородных проволок, физико-механические ИЗ сопротивления характеристики, при растяжении, кроме временного принимают те же, что для отдельных проволок. Иногда модули упругости многопроволочных проводов принимают равными 85% модулей упругости проволок [14].

В [15] для модуля упругости медных контактных проводов приводится значений 120 ГПа, для двухлойных мнопроволочных (S=50 мм²) 113 ГПа (94% от медных), для трехслойных (S=70-150 мм²) – 105 ГПа (87,5 %).

В целом источники [11],[14],[15] согласуются, и для расчетов контактной сети на их основе можно принять следующие значения модуля упругости тросов, в зависимости от модуля упругости материала составляющих его проволок:

- для 7-проволочных 90%;
- для 19-проволочных 85%;
- для многопрядных (МГ, гибкие струны) 75%.

Целью данного исследования является оценка влияния контактного взаимодействия проволок каната на его изгибную и осевую жесткости. На данной начальной стадии исследования анализировалась жесткость ненатянутого 7-проволочного спирального каната, используемого в составе подвески железнодорожной контактной сети.

Методы

Конечно-элементная модель спирального каната

Исследуются изгибная и осевая жесткости спирального каната, представленного на рис. 1, слева. Канат состоит из семи проволок, каждая диаметром 2.8 мм. Общий диаметр каната равен 8.4 мм.

Коэффициент кратности каната, определяемый по формуле k = H/d, где H – шаг свивки, d – диаметр каната, для рассматриваемого каната составляет 10. Угол свивки каната $\alpha = arctg(\pi d/H) = 11.8^{\circ}$.

Материал каната – медь (модуль Юнга *E*=120 ГПа; коэффициент Пуассона *v*=0.35).

Расчетные характеристики жесткости каната представлены на рис., справа.

	Параметры	Обозначения	Значен	ия	Ед.изм.
1	. Общие параметры:	0-11		C1 53531C	
	Полный периметр	Pall		01.5/5210	MM
	Периметр внешнего контура	Pext		20.3893/8	19191
	Периметр внутренних контуров	Pint s		0 43102651	MM CMA2
\sim				0.45102051	
	. Параметры во вспомогательной цен	тральной СК ОΖ	2Y2:		
	Габаритная ширина и высота	w2 h2	7.6497423	8.4	MM
<i>(</i> /////X///////////////////////////////	Координаты границ (отн. ЦТ)	Z2+ Y2+	3.8248711	4.2	MM
V/////N///I////////////////////////////		Z2- Y2-	-3.8248711	-4.2	MM
$\lambda = \lambda =$	Радиусы инерции	Rz2 Ry2	1.9621417	1.9621417	MM
	Осевые моменты инерции	Jz2 Jy2	0.016594521	0.016594521	CM^4
	Центробежный момент инерции	Jz2y2		0	CM^4
	Моменты сопротивления изгибу	Wz2+ Wy2+	0.039510764	0.04338583	CM^3
		WZZ- WyZ-	-0.039510/64	-0.04338583	CM ⁿ 3
	эгол наклона главных осеи	aipha		0	
	. Параметры в локальной главной це	нтральной СК Ой	Z1Y1 (совпадает с	0Z2Y2)	
$\lambda = \frac{1}{2} $	Габаритная ширина и высота	w1 h1	7.6497423	8.4	MM
$\langle \mathbf{v}_{1} \rangle \langle \mathbf$	Координаты границ (отн. ЦТ)	Z1+ Y1+	3.8248711	4.2	MM
		Z1- Y1-	-3.8248711	-4.2	MM
	Ядровые расстояния	Az1+ Ay1+	1.0065699	0.91666667	MM
\//////////X///X//////////////////////		Az1- Ay1-	-1.0065699	-0.91666667	MM
V/////////////////////////////////////	Главные радиусы инерции	Rz1 Ry1	1.9621417	1.9621417	MM
	Главные осевые моменты инерции	Jz1 Jy1	0.016594521	0.016594521	CM^4
	Центробежный момент инерции	Jz1y1		0	CM^4
	Моменты сопротивления изгибу	Wz1+ Wy1+	0.039510764	0.04338583	CM^3
		Wz1- Wy1-	-0.039510764	-0.04338583	CM^3
	. Уточняющие параметры для многопр	оволочного пров	вода:		
	Расчетный диаметр	Dcalc		8.4	MM
	Мин. возможный момент инерции	Jmina		0.0021120299	см^4
	Расчетный момент инерции	Jcalc		0.0038016538	см^4
	Макс. возможный момент инерции	Jmaxa		0.016594521	см^4
	примечания: 1. периметр Pext п	ровода приведен	н на основе расче	тного диаметра.	
	 момент инерции 	на кручение Jt	дан приолиженно	как сумма Јт пр	юволок.

Рис. 1. Сечение спирального каната (слева) и характеристики сечения (справа)

В программном пакете ANSYS была создана трехмерная конечноэлементная модель. представленная на рис.. Тип элемента четырехугольная призма с квадратичной аппроксимацией. Длина модели каната равна 84 мм, что соответствует соотношению 10:1 длины к диаметру модели. Сетка элементов для каждой проволоки имеет слоистую структуру Максимальный (рис.). размер конечного элемента составляет 0.4 мм. Общее число конечных элементов равно 84 450.

При моделировании рассматривались два варианта контакта проволок в канате: «bonded» (контакт с жесткой заделкой по линии соприкосновения проволок, имитирующий бесконечно большой коэффициент трения между проволоками) и «frictionless» (контакт без трения). Для расчета контактного взаимодействия был выбран дополненный метод Лагранжа, сочетающий в себе метод штрафа и метод Лагранжа.

В задаче на изгиб, канат нагружался в поперечной сосредоточенной силой величиной 100 Н, приложенной в центральном по длине сечении каната к одной из внешних проволок. В задаче на растяжение, образец каната нагружался продольной растягивающей силой величиной 100 Н, приложенной К свободному торцу. Закрепленные торцы каната фиксировались степеням свободы, чтобы по всем исключить раскручивание проволок. Далее решалась контактная задача и, исходя из полученных перемещений, анализировалась жесткость каната (изгибная и осевая).



Рис. 2. Конечно-элементная модель каната. Вверху: общий вид расчетной сетки. Внизу: вид расчетной сетки в сечении проволок

Аналитическая оценка максимального изгибного перемещения каната может быть получена по формуле для прогиба центрального сечения балки, жестко защемленной по торцам (рис.):

$$u_{\max} = \frac{FL^3}{192EJ},\tag{3}$$

где *J* – расчетный момент инерции сечения каната.



Рис. 3. Расчетная схема изгиба балки для определения изгибной жесткости каната

Для случая, когда проволоки жёстко связаны, сила трения принимает максимальное значение, в оценке перемещения по формуле (3) учитывается максимально возможный момент инерции сечения каната:

$$J_{\max} = \int_{S} y^2 dS = 1.659 \cdot 10^{-10} \,\mathrm{m}^4 \,. \tag{4}$$

Для случая, когда проволоки не взаимодействуют и работают независимо, в формуле (3) учитывается минимально возможный момент инерции сечения каната:

$$J_{\min} = \sum_{i} J_{i} = 2.112 \cdot 10^{-11} \text{m}^{4}, \qquad (5)$$

где *J_i* – момент инерции *i*-й проволоки.

Также рассматривается оценка жесткости каната по формуле (1):

$$J_{calc} = 1.8 \sum_{i} J_{i} = 3.802 \cdot 10^{-11} \text{ M}^{4} .$$
 (6)

Результаты

Задача на изгиб. Образец нагружался поперечной сосредоточенной силой величиной 100 Н, приложенной в центральном по длине сечении к одной из внешних проволок.

Результаты численного и аналитического расчётов для случая изгиба приведены в таблице 1.

Максимальное перемещение в центральном сечении модели составило 9.84·10⁻⁶ м для контакта с жесткой заделкой по линиям и 8.11·10⁻⁵ м для идеального контакта без трения (таблица 1). При этом аналитический прогиб по формуле (3) составил 1.55·10⁻⁵ м для J_{max} , 1.22·10⁻⁴ м для J_{min} и 6.77·10⁻⁵ м для J_{calc} , соответственно.

Таким образом, расчетная жесткость каната в случае жесткой связи по линиям оказалась на 36 % выше аналитической оценки, полученной с использованием формулы (3) и максимального момента инерции J_{max} . При вычислении процентной разницы за базу принималось аналитическое решение.

Для контакта без трения, расчетная жесткость каната оказалась на 33 % выше аналитической оценки, полученной с использованием формулы (3) и минимального момента инерции J_{min} (таблица 1). При этом аналитическая оценка изгибной жесткости по формуле (6) с использованием J_{calc} дает, наоборот, более высокую жесткость, чем конечно-элементное решение (разница составила 20%).

Поля перемещений в направлении изгиба для двух расчетных случаев представлены на рис. 4-5.

Тип контакта	Изгибн	Отличие расчетной	
	КЭ решение	Аналитическая оценка (в скобках указан расчетный момент инерции)	жесткости от аналитической, %
Bonded	9.84·10 ⁻⁶	$1.55 \cdot 10^{-5} (J_{max})$	+36
Frictionless	8.11.10-5	$1.22 \cdot 10^{-4} (J_{min}); 6.77 \cdot 10^{-5} (J_{calc})$	$+33(J_{min}); -20(J_{calc})$

Таблица 1. Изгиб каната. Результаты конечно-элементного решения и аналитические оценки прогиба.



Рис. 4. Поперечный изгиб каната. Распределение перемещений, м, в контактной модели с жесткой связью по линии («bonded contact»)



Рис. 5. Поперечный изгиб каната. Распределение перемещений, м, в модели с контактом без трения



Рис. 6. Поперечный изгиб каната. Интенсивность напряжений по Мизесу, Па, в контактной модели с жесткой связью по линии («bonded contact»)



Рис. 7. Поперечный изгиб каната. Интенсивность напряжений по Мизесу, Па, в контактной модели без трения

Распределение интенсивности напряжений по Мизесу для двух расчетных случаев изгиба представлено на рис. 6-7. Максимальные напряжения возникают в жестко защемленных торцевых сечениях каната. При этом в первом расчетном случае канат работает на изгиб как единое целое – на рис. 5 можно видеть нейтральную линию в центре сечения. Во втором расчетном случае каждая проволока работает на изгиб независимо; в заделке нейтральные линии различных проволок ориентированы поразному (рис. 6) и поворачиваются в пространстве при изменении осевой координаты. То есть, нейтральная поверхность каждой из проволок спирально закручена в пространстве.

Распределение полей контактного давления для двух расчетных случаев изгиба представлено на рис. 8-9. Локальные отрицательные значения контактного давления для случая жестких связей по линии (рис. 8) означают, что контактные поверхности пытаются разойтись (но этому препятствует жесткая связь по линии). Для случая «приработанного» каната такая ситуация, по-видимому, возможна и на практике. Области контакта в целом довольно широкие (показаны зеленым цветом на рис. 8).

В случае контакта без трения (рис. 9), контактное давление всегда положительно, зоны максимального контактного давления симметричны относительно центрального сечения. Расположение зон максимального контактного давления соответствует сечениям, в которых перерезывающая сила максимальна (в то время как в центральном сечении она переходит через ноль), и в которых при этом краевой эффект от торцевых граничных условий, запрещающих проволокам сближаться, уже не сказывается на деформациях.



Рис. 8. Поперечный изгиб каната. Контактное давление, Па, в модели с жесткой связью по линиям



Рис. 9. Поперечный изгиб каната. Контактное давление, Па, в модели без трения

Задача на растяжение. Образец нагружался продольной растягивающей силой величиной 100 Н, равномерно распределенной по свободному торцу каната. Свободный торец был ограничен в поперечных перемещениях, во избежание раскручивания проволок. Заделанный торец каната был ограничен по всем перемещениям.

Поля осевых перемещений для двух расчетных случаев осевого растяжения представлены на рис. 10-11. Максимальные продольные перемещения на свободном торце составили 1.739·10⁻⁶ м и 2.181·10⁻⁵ м для контакта с жесткой связью по линиям и контакта без трения, соответственно.

По итогам конечно-элементного расчёта в случае контакта без трения, максимальные продольные перемещения на свободном торце составили $2.181 \cdot 10^{-5}$ м, максимальное напряжение по норме Мизеса в заделанном торце равно $2.708 \cdot 10^7$ Па, максимальное контактное давление составило $1.071 \cdot 10^7$ Па.

Результаты численного и аналитического расчётов осевого перемещения приведены в таблице 2. Аналитический расчет осевой жесткости проведен по формуле Динника с модулем Юнга проволок, равным 90% от модуля Юнга меди.

Тип контакта	Осевое переме	Отличие жесткости, %	
	кта КЭ решение Аналитическая оценк по формуле Динника		
Bonded	$1.74 \cdot 10^{-6}$	1.81.10 ⁻⁶	-4
Frictionless	2.18.10-5	1.01 10	+20

Таблица 2. Осевое растяжение каната. Продольного перемещение: результаты конечно-элементного решения и аналитические оценки

Распределение интенсивности напряжений по Мизесу для двух расчетных случаев осевого растяжения представлено на рис. 12-13. В случае контакта с жесткой связью по линиям, канат работает на растяжение как стержень, и распределение напряжений в модели относительно однородное, за исключением краевых эффектов на торцах (рис. 12). При этом в распределении напряжений заметен трехмерный эффект поперечного сужения каната за счет ненулевого коэффициента Пуассона: интенсивность напряжений у поверхности каната больше, чем у центральной оси, поскольку окружные напряжения растяжения у поверхности выше.

В случае контакта без трения, спирально закрученные проволоки работают на растяжение, как пружины, за счет изгиба. Поэтому на торце каната (рис. 13) в сечении каждой из проволок можно видеть нейтральные линии. Распределение напряжений внутри каждой проволоки неоднородное, соответствует изгибу. Нейтральная линия в сечении каждой из проволок поворачивается в пространстве при изменении осевой координаты; нейтральные поверхности проволок спирально закручены. Центральная проволока прямолинейная и работает только на растяжение, но воспринимает меньшую часть напряжений из-за большей осевой жесткости.



Рис. 10. Осевое растяжение каната. Продольные перемещения, м, в контактной модели с жесткими связями по линиям



Рис. 11. Осевое растяжение каната. Продольные перемещения, м, в контактной модели без трения



Рис. 12. Осевое растяжение каната. Распределение интенсивности напряжений, Па, в контактной модели с жесткими связями по линиям



Рис. 13. Осевое растяжение каната. Распределение интенсивности напряжений, Па, в контактной модели без трения



Рис. 14. Осевое растяжение каната. Контактное давление, Па, в модели с жесткими связями по линиям



Рис. 15. Осевое растяжение каната. Контактное давление, Па, в модели без трения

Обсуждение

В первую очередь, необходимо отметить, что учет контактного взаимодействия проволок добавил 33-36 % изгибной жесткости к аналитическим оценкам минимума и максимума изгибной жесткости, рассчитанным по формулам (4) и (5). При этом формула (1), рекомендованная ГОСТ, дает изгибную жесткость, близкую по порядку к жесткости каната с контактом без трения, но на 20% выше. Таким образом, можно предположить, что рекомендации ГОСТ оптимизированы для канатов с ненулевым коэффициентом трения между проволоками.

Осевая жесткость каната, рассчитанная по формуле Динника, оказалась ближе к значению жесткости, полученному для контакта с жесткой связью по линиям (отличие составляет 4%). В случае контакта без трения, смоделированная осевая жесткость на 20% ниже, чем жесткость по формуле Динника, что опять же, указывает на то, что формула Динника оптимальна для канатов с некоторой степенью «приработки».

Заключение.

В результате работы, был проведен конечно-элементный анализ изгибной и осевой жесткости спирального каната с учетом контактного взаимодействия проволок. Рассмотрены два варианта контакта проволок в канате: контакт абсолютно гладких поверхностей без трения и контакт с заделкой линиям контакта. Результаты численного жесткой по эксперимента показывают, что расчетная изгибная жесткость каната с учетом контактного взаимодействия примерно на 30 % выше аналитической оценки, как для «приработанного» каната, работающего как единый стержень сложного сечения, так и для случая нулевого трения между проволоками. Формула для изгибной жесткости, рекомендованная ГОСТ, дает изгибную жесткость, близкую по порядку к жесткости каната с

контактом без трения, но на 20% выше. Таким образом, данная формула подходит для каната с конечным трением между проволоками.

Формула Динника для осевой жесткости каната дает значения, близкие к осевой жесткости «приработанного» каната с жесткими связями по линиям между проволоками.

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что формула ГОСТ для изгибной жесткости каната дает приемлемые результаты. Что касается осевой жесткости, то возможно, формула Динника дает несколько завышенные значения осевой жесткости, но, чтобы проверить последнее утверждение, необходимо провести расчеты с ненулевым конечным коэффициентом трения между поверхностями проволок.

Дальнейшие исследования планируется посвятить конечноэлементным расчетам жесткости каната с ненулевым коэффициентом трения между проволоками, а также с учетом предварительного осевого натяжения каната.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Малиновский В. А. Стальные канаты. Часть І. Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования Одесса: Астропринт, 2001. 188 с.
- [2] Григорьев Б.С., Головин О.А., Викторов Е.Д., Кудряшов Е.В. Математическое моделирование механического взаимодействия токоприемников скоростных И контактной подвески ДЛЯ электрифицированных Материаловедение. железных дорог. Энергетика. 2012. №4 (159)
- [3] Kudryashov Eu.V., Melnikova N.B. Parallel simulations of dynamic interaction between train pantographs and overhead catenary line. 2022. Communications in Computer and Information Science. pp. 233–247
- [4] EN 50318:2018. Railway applications. Current collection systems. Validation of simulation of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line. 2018.
- [5] Facchinetti A., Bruni S. Special issue on the pantograph-catenary interaction benchmark // Vehicle System Dynamics. 2015, 53 (3) pp. 303– 304.
- [6] Bruni S., Ambrosio J., Carnicero A., Cho Y.-H., Finner L., Ikeda M. et al. The results of the pantograph–catenary interaction benchmark // Vehicle System Dynamics. 2015, 53 (3) pp. 412–435.
- [7] Finner Lars, Poetsch Gero, Sarnes Bernhard, Kolbe Michael. Program for catenary–pantograph analysis, PrOSA statement of methods and validation according EN 50318. // Vehicle System Dynamics. 2015, 53 (3) pp. 305– 313.

- [8] Мельникова Н.Б., Кудряшов Е.В. Спектральный анализ и фильтрация контактного нажатия при взаимодействии пантографа и контактной подвески высокоскоростной железнодорожной магистрали. Современное машиностроение: наука и образование 2022 (MMESE-22). Материалы 11-й Международной научной онлайн-конференции, с. 294-309.
- [9] Melnikova N.B., Kudryashov Eu.V. Spectral Analysis and Filtration of Contact Force Oscillations in the Pantograph-Catenary System at High-Speed Railway Line. Conference: Modern Engineering: Science and Education. 2023.
- [10] Y. Song, A. Rønnquist, P. Nåvik, "Assessment of the High-Frequency Response in Railway Pantograph-Catenary Interaction Based on Numerical Simulation," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 69, no. 10, pp. 10596-10605, Oct. 2020, doi: 10.1109/TVT.2020.3015044.
- [11] Руководство по применению стальных канатов и анкерных устройств в конструкциях зданий и сооружений/НИИ строит. конструкций Госстроя СССР, М., Стройиздат: 1978. — 94 с.
- [12] Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты. Издательство «Техника», Киев. 1966. 329 с.
- [13] Динник А.Н. Статьи по горному делу. Углетехиздат СССР, 1957.
- [14] Фрайфельд А.В., Брод Г.Н. Проектирование контактной сети 3-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 1991. 335 с.
- [15] Кислинг Ф., Пушман Р., Шмидер А. Контактные сети электрифицированных железных дорог. Проектирование. Расчет. Сооружение. Монтаж. Эксплуатация. М.: Сименс Россия, 2018. 1176 с.

N.B. Melnikova¹, A.A Osman¹, Eu.V. Kudryashov²

ANALYSIS OF THE IMPACT OF CONTACT INTERACTION OF SPIRAL ROPE WIRES ON ITS AXIAL AND BENDING STIFFNESS

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia; ²Engineering Center of Railway Transport, Skolkovo, Russia.

Abstract

The paper presents the results of the finite element study of bending and axial stiffness of a spiral cuprum rope with the account for the contact interaction of its wires. Two kinds of contact interaction between the wires have been considered: the contact of absolutely smooth surfaces without friction and the contact with coupling constraints along the lines. The results of the numerical experiment show that the calculated bending stiffness of the rope is approximately 30% higher than its analytical estimate, both for the "run-in" rope, which works as a single rod with a complex cross-section, and for the case of zero interaction between the wires.

Keywords: spiral rope, bending and axial stiffness, finite element analysis of contact interaction

REFERENCES

- [1] Malinovsky V. A. Steel Ropes. Part I. Some issues on technologies, modelling and design (in Russian) Odessa: Astroprint, 2001. 188 pp.
- [2] Grigoryev B.S., Golovin O.A., Viktorov Ye.D., Kudryashov Eu.V. Matematicheskoe modelirovanie mehanicheskogo vzaimodeystviya tokopriemnikov i kontaktnoy podveski dlya-skorostnyh electrificirovannih zheleznih dorog. Nauchno-Tehnicheskiye Vedomosti SPbSTU 4, 155-162 (2012).
- [3] Kudryashov Eu.V., Melnikova N.B. Parallel simulations of dynamic interaction between train pantographs and overhead catenary line. 2022. Communications in Computer and Information Science. pp. 233–247
- [4] EN 50318:2018. Railway applications. Current collection systems. Validation of simulation of the dynamic interaction between pantograph and overhead contact line. 2018.
- [5] Facchinetti A., Bruni S. Special issue on the pantograph-catenary interaction benchmark // Vehicle System Dynamics. 2015, 53 (3) pp. 303– 304.
- [6] Bruni S., Ambrosio J., Carnicero A., Cho Y.-H., Finner L., Ikeda M. et al. The results of the pantograph–catenary interaction benchmark // Vehicle System Dynamics. 2015, 53 (3) pp. 412–435.
- [7] Finner Lars, Poetsch Gero, Sarnes Bernhard, Kolbe Michael. Program for catenary–pantograph analysis, PrOSA statement of methods and validation according EN 50318. // Vehicle System Dynamics. 2015, 53 (3) pp. 305– 313.
- [8] Melnikova N.B., Kudryashov Eu.V Spectral Analysis and Filtration of Contact Force Oscillations in the Pantograph-Catenary System at High-Speed Railway Line. Advances in Mechanical Engineering. 2022 (MMESE-22). 11-th International scientific online conference, pp. 294-309.
- [9] Melnikova N.B., Kudryashov Eu.V. Spectral Analysis and Filtration of Contact Force Oscillations in the Pantograph-Catenary System at High-Speed Railway Line. Conference: Modern Engineering: Science and Education. 2023.
- [10] Y. Song, A. Rønnquist, P. Nåvik, "Assessment of the High-Frequency Response in Railway Pantograph-Catenary Interaction Based on Numerical

Simulation," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 69, no. 10, pp. 10596-10605, Oct. 2020, doi: 10.1109/TVT.2020.3015044.

- [11] Guidelines for the use of steel ropes and anchor devices in the structures of buildings and structures (in Russian) / Research Institute building. designs of Gosstroy of the USSR, M., Stroyizdat: 1978. 94 pp.
- [12] Glushko M.F. Steel lifting ropes (in Russian). Publishing house "Tekhnika", Kyiv. 1966. 329 pp.
- [13] Dinnik A.N. Articles on mining (in Russian). Ugletekhizdat USSR, 1957
- [14] Freifeld A.V., Brod G.N. Contact network design (in Russian). 3rd ed., M. : Transport, 1991. 335 pp.
- [15] Kisling F., Pushman R., Schmider A. Contact networks of electrified railways. Design. Calculation. Construction. Installation. Exploitation. M.: Siemens Russia, 2018. 1176 pp.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-548

С.А. Соколов¹, А.А. Грачев¹

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗРУШЕНИЯ СВАРНОГО УЗЛА ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ



¹Сергей Алексеевич Соколов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)517-68-16, E-mail: <u>sa_sokolov@spbstu.ru</u>. ¹Алексей Андреевич Грачев, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (905)263-85-54, E-mail: grachev_aa@spbstu.ru.

Аннотация

В работе выполнено экспериментально-расчетное исследование прочности сварных образцов с трещиноподобным дефектом в условиях отрицательных климатических температур. Представлена модель хрупкого разрушения детали с трещиной. Выполнен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния образцов. Показано, что результаты испытаний не противоречат модели разрушения. Модель дает нижней границы прочности детали трещиноподобным оценку С концентратором.

Ключевые слова: прочность, хрупкое разрушение, сварной узел, модель разрушения, конечно-элементный анализ, испытание образцов, концентратор напряжений.

Введение

Проблема защиты сварных конструкций от хрупкого разрушения имеет большое значение для обеспечения надежности техники,

работающей в условиях холодного климата. Основным методом прогнозирования хрупкого разрушения деталей с трещинами в настоящее время является аппарат механики разрушения. Для решения проблем прочности стальных конструкций используются критерии нелинейной механики разрушения, критическое раскрытие в вершине трещины (СТОD) и J-интеграл [1-4 и др.]. Однако указанные показатели являются условными, сравнительными характеристиками материала. Однако не доказана возможность их применения для оценки трещиностойкости конструктивных узлов, имеющих другие размеры и сложную форму, поле остаточных напряжений и неоднородную структуру материала. Все это характерно для элементов сварных металлических конструкций.

Ha преодоление этих недостатков направлены работы, использующие физические критерии трещиностойкости, в основе которых лежат базовые свойства материала и модели разрушения [5-14 и др.]. Этот же подход лежит в основе методики прогнозирования хрупкого разрушения, используемой в данной работе. В ней применена теория хрупкого разрушения Л.А. Копельмана [15] и модель упругопластического деформирования материала перед вершиной трещины [16,17]. Адекватность данной методики подтверждена сравнением результатов расчета с экспериментальными данными, полученными на различных образцах из сталей разной прочности [18].

Для распространения методики на элементы сварных конструкций необходимы испытания сварных узлов в условиях отрицательных температур. Однако таких исследований очень мало. Это объясняется тем, что для получения хрупкого разрушения сварного узла нужен достаточно большой образец. Его трудно охлаждать, в нем сложно создавать трещину, требуются большие усилия для его нагружения. В настоящей работе использованы результаты испытаний стальных сварных образцов в условиях отрицательных температур для проверки адекватности методики прогнозирования хрупкого разрушения. Исследования показали, что методика дает пессимистическую оценку прочности сварного узла.

Методы

Для прогнозирования хрупкого разрушения использована теория Л.А. Копельмана [15]. Применяя эту теорию к малому объему материала перед вершиной трещины (зоне предразрушения) получим критерий разрушения в форме двух условий [16,17]

$$\sigma_{ir} \ge \sigma_{TT}$$
 и $\sigma_{1r} \ge S_c$, (1)

Здесь σ_{ir} и σ_{1r} – средние по объему зоны предразрушения значения интенсивности напряжений и первого главного напряжения; $\sigma_{T} = \gamma_T \sigma_T$ –

предел текучести материала при температуре испытаний или эксплуатации; γ_T – коэффициент температурного упрочнения; σ_T – предел текучести при температуре 20 °C; S_c – напряжение отрыва для данного материала.

В условиях отрицательных температур предел текучести стали повышается [19-22]. Коэффициент температурного упрочнения при температуре $T \le 20$ °C описывается выражением [19]

$$\gamma_T = 1 - u \left(1 - e^{-0.01(T - T_0)} \right), \tag{2}$$

где $T_0 = 20$ °C. Коэффициент *и* зависит от типа стали и для малоуглеродистых сталей в состоянии поставки составляет u = 0,28 - 0,32, а для низколегированных, а также термообработанных малоуглеродистых сталей и металла сварных швов u = 0,08 - 0,12.

Напряжение отрыва (1) может быть приближенно определено как [16]

$$S_c = \Psi_c \sigma_{\rm T},\tag{3}$$

где

$$\Psi_c = \frac{W}{\sigma_{\rm T}} \left(\frac{t_0}{t_B}\right)^{0.25} + 2.8.$$
(4)

Здесь W = 200 МПа, $t_0 = 20$ мм, t_B – толщина проката.

Процесс изменения напряжения σ_{1r} в ходе нагружения детали может быть получен путем нелинейного конечно-элементного анализа или аналитически по методике [16,23]. Исследования показали, что при нагружении детали с трещиной процесс изменения напряжения σ_{1r} в зоне предразрушения с характерным размером r_0 проходит три этапа. На первом этапе нагружения, при $F \le F_1$, размер пластической зоны перед вершиной трещины меньше r_0 (рис. 1, кривые 1 и 2). Поэтому первое условие (1) не выполняется, и хрупкое разрушение произойти не может. На втором этапе при $F_1 < F \le F_2$ выполняется первое условие, развивается локальная пластическая зона и растет жесткость напряженного состояния, которая характеризуется коэффициентом $\eta = \sigma_{1r} / \sigma_{ir}$ (рис. 1, кривая 3). Если на этом этапе напряжения σ_{1r} (кривая 2) достигнут уровня S_c (кривая 4), то будет выполнено второе условие и произойдет хрупкое разрушение (точка 5). Если же второе условие на втором этапе не выполнится (кривая 1), то процесс нагружения перейдет к третьему этапу $F > F_2$, при котором будет снижаться жесткость напряженного состояния и интенсифицируется развитие пластических деформаций. Увеличению значений σ_{1r} способствует повышение жесткости напряженного состояния η и снижение температуры, которое приводит к росту предела текучести. При этом предел текучести низколегированных и термообработанных сталей менее чувствителен к отрицательной температуре (2), поэтому они имеют более высокую трещиностойкость.



Рис. 1. Схема реализации условия хрупкого разрушения

Представленная методика прогнозирования хрупкого разрушения показала удовлетворительные результаты при сравнении с экспериментальными данными, полученными на компактных образцах с трещиной и образцах, испытанных на трехточечный изгиб [18]. В данной работе рассмотрена возможность применения условия хрупкого (1) разрушения узла для описания разрушения сварного с трещиноподобным концентратором.

С этой целью проанализированы результаты испытаний сварных узлов при отрицательных температурах [24]. Образцы были изготовлены из проката малоуглеродистой стали Ст3 толщиной 20 мм. Конструкция образцов состояла из трех элементов, соединенных сваркой (рис. 2, позиции 1 и 2). Растягивающая сила прикладывалась к хвостовикам 1, разрушение происходило по элементу 2. Концентратор в виде щели нулевой ширины между торцами хвостовиков образовывался при наложении сварных швов 3, соединяющих детали 1 и 2. При этом вершина концентратора оказывалась в области наплавленного металла шва. Образцы испытывались на разрывной машине Instron KN600 до разрушения при температурах от 20 до -60 °C.

Для определения зависимости σ_{1r} от действующей нагрузки *F* был выполнен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния сварных образцов. Анализ выполнялся по твердотельной модели с применением алгоритма нелинейной статики. Размер конечных элементов в области вершины трещины составлял 0,15 мм. Механические характеристики металла шва 5 и основного металла 6 (рис. 2.) задавались билинейной параметры которой устанавливались диаграммой, ПО испытаний цилиндрических образцов. результатам Механические характеристики основного металла (ОМ) и металла шва (МШ) были 408

получены путем испытания образцов на разрыв по ГОСТ 1497-84. Образцы вырезались из недеформированной части 2 образца, испытанного при температуре -60 °C.



Рис. 2. Эскиз сварного образца

Результаты

Механические характеристики материала образцов указаны в таблице 1. Результаты испытаний сварных образцов приведены в таблице 2. Идентификация характера разрушения (вязкое/хрупкое) производилась визуально. Хрупким считалось разрушение, которое происходило с большой скоростью и распространялось по сечению образца, перпендикулярно направлению нагружения.

Испытания сварных образцов показали явно выраженную зависимость характера разрушения от температуры. При температуре 20 и -20 °С испытания останавливались при появлении трещины после значительной пластической деформации. При более низких температурах в начале нагружения возникал пластический изгиб образца, а при дальнейшем нагружении развитие трещины происходило с большой скоростью перпендикулярно направлению нагружения. Распространение трещины начиналось из зоны сварного шва и переходило на основной металл. На изломе образцов в корне шва были заметны дефекты. В области сварного шва во всех образцах разрушения имели смешанный характер, поверхность разрыва имела ступени и неровности.

В результате конечно-элементного расчета напряженнодеформированного состояния образцов был получен процесс изменения поля напряжений и деформаций в ходе нагружения моделей вплоть до разрушающей нагрузки. Для анализа условий разрушения вычислялись средние значения напряжений σ_{ir} и σ_{1r} , а также коэффициента жесткости напряженного состояния $\eta = \sigma_{1r} / \sigma_{ir}$ и интенсивности пластической деформации e_p в зоне предразрушения (рис. 2, зона 7). Размер зоны принимался равным $r_0 = 0,45$ мм [16].

N⁰	Материал	Температура, <i>T</i> , ° <i>C</i>	Предел текучести, σ_{T} или σ_{T} , МПа	Временное сопротивление, $\sigma_{\rm B}$ или $\sigma_{\rm BT}$, МПа
1	OM	20	329	467
2	OM	20	313	460
3	OM	-60	370	520
4	OM	-60	359	528
5	MIII	20	404	537
6	ΜШ	20	393	534
7	MIII	-60	449	651
8	MIII	-60	447	618

Таблица 1. Результаты испытания цилиндрических образцов

Таблица 2. Результаты испытания сварных образцов

№	Температура, <i>T</i> , ⁰С	Разрушающая нагрузка,	Вид разрушения
		Fc, кН	
1	20	583	Вязкое
2	-20	568	Вязкое
3	-40	464	Хрупкое
4	-60	406	Хрупкое

Обсуждение

Результаты испытания цилиндрических образцов из основного и наплавленного металла (табл. 1) позволяют оценить их чувствительность к отрицательной температуре. Полученные данные для основного и наплавленного металла описываются зависимостью (2) при u = 0,11, что существенно ниже, чем обычно наблюдается у проката малоуглеродистой

стали [19]. Это можно объяснить тем, что основной элемент образца (рис. 2, поз. 2) в результате многопроходной сварки по контуру существенно нагревался.

По результатам испытаний разрушения при температурах -20 и +20 °C идентифицированы как вязкие, а при -40 и -60 °C – как хрупкие. Для сопоставления этих данных с методикой хрупкого разрушения был выполнен расчет напряженно-деформированного состояния образцов методом конечных элементов. При этом модель содержала ряд упрощений, неизбежных при моделировании сварных узлов. Это объясняется тем, что геометрические параметры швов, форма и распределение дефектов являются случайными величинами. В данном образце наибольшее влияние на результаты расчета могла оказать форма концентратора. Сварочный концентратор в реальном образце представлял собой щель с трудно контролируемой формой вершины, а в расчете этот концентратор моделировался плоским разрезом нулевой ширины. Это различие приводит к завышению расчетных напряжений, так как модельный разрез является предельно жестким концентратором.

Конструкция образца такова, что вершина трещины располагается в наплавленном металле. Зона предразрушения задавалась в области корня шва, где наблюдались наибольшие напряжения (рис. 2, зона 7). По результатам конечно-элементного расчета были построены графики зависимости напряжений σ_{ir} и σ_{1r} , коэффициента η и пластической деформации e_p от действующей нагрузки. В качестве примеров на рис. 3 показаны данные, полученные при температурах 20 и -60 °C. Процесс роста напряжений в зоне предразрушения (кривые 1 и 2) состоит из трех этапов и, в целом, соответствует общей схеме, которая наблюдалась на краевых, сквозных и поверхностных трещинах [16,23].

Особенность данного образца заключается в том, что в нем с самого начала действует значительный изгибающий момент в сечении с трещиноподобным концентратором. Он приводит к тому, что уже при действии силы, составляющей не более 10% от разрушающей нагрузки, размер пластической зоны превышает размер зоны предразрушения. Поэтому, практически исчезает первый этап, и с самого начала наружения наблюдаются нелинейные эффекты деформирования. Развитие локальной пластической деформации приводит к росту коэффициента жесткости напряженного состояния, который увеличивается с $\eta = 1,6$ до 2,4 (кривые 3 и 4). Влияние изгибающего момента приводит к тому, что к концу второго этапа (нагрузка F_2) пластическая деформация в зоне предразрушения достигает 10% (кривые 5 и 6). Это примерно в 5 – 10 раз больше, чем в деталях с краевыми, сквозными и поверхностными трещинами, которые нагружались растяжением.



Рис. 3. Графики зависимости параметров напряженно-деформированного состояния зоны предразрушения от действующей нагрузки. • и – при температуре -60 и 20 °C; 1, 2 – напряжение σ_{1r} ; 3, 4 – коэффициент η; 5, 6 – интенсивность пластической деформации e_p ; 7 – напряжение отрыва S_c ; 8, 9 – границы второго этапа нагружения при температуре 20 и -60 °C; 10 – разрушающая нагрузка при температуре -60 °C.

(3) Напряжение вычисленное (4) отрыва, согласно И по характеристикам металла шва, составляет $S_c = 1314$ МПа (рис. 3, кривая 7). На графике уровень S_c продолжается до нагрузки F_2 , соответствующей концу второго этапа, которая определена по максимуму коэффициента η. Для температуры испытаний 20 °C она составляет $F_2 = 280$ кН (кривая 8). С понижением температуры F_2 растет и при температуре минус 60 °С она составляет $F_2 = 336$ кН (кривая 9). Как известно, пластическая деформация, предшествующая разрушению, приводит к изменению напряжения отрыва [15,25]. Однако при деформации 10% это влияние не велико и в данном расчете не учитывалось. В области *F* > *F*₂ размер пластической зоны и пластическая деформация быстро растут.

Как указано выше, первое из условий (1) в зоне предразрушения выполняется в самом начале нагружения. Для развития хрупкого разрушения второе условие должно быть выполнено на втором этапе нагружения. Для образцов, испытанных при температурах 20 и -20 °C, это не выполняется, так как при $F \leq F_2$ график зависимости $\sigma_{1r}(F)$ проходит ниже уровня S_c (рис 3, кривая 2). Таким образом, расчет подтверждает, что при таких температурах хрупкое разрушение образца невозможно.

Расчетные графики образцов, испытанных при температурах -40 и -60 °С пересекают уровень S_c при $F \leq F_2$, следовательно, они должны разрушиться хрупко. График $\sigma_{1r}(F)$ при температуре -40 °С достигает напряжений отрыва S_c при нагрузке 328 кH, а при температуре -60 °С при нагрузке 307 кH (рис 3, кривая 1). Согласно принятой модели разрушения 412 при этих нагрузках выполняется второе условие (1) и должно произойти хрупкое разрушение. Однако фактические разрушающие нагрузки составляют, соответственно 464 и 406 кН. То есть модель хрупкого разрушения занижает разрушающую нагрузку на 30–40%.

Это существенное отклонение, однако, следует учитывать, что эти результаты получены при использовании конечно-элементной модели с трещиной. Если вершина концентратора является притупленной или имеет разветвления, то локальные напряжения будут меньше, а нагрузка F_2 , при которой возникнет наибольшая жесткость напряженного состояния, больше. Соответственно, и нагрузка, при которой выполнится второе условие, возрастет. Фактическую форму сварочного трещиноподобного дефекта установить и тем более предвидеть практически невозможно. Поэтому использование модельного концентратора в форме плоской трещины вполне оправдано. И данный пример показывает, что такой расчет дает пессимистической оценку разрушающей нагрузки для детали со сварочным трещиноподобным концентратором.

Таким образом, результаты проведенного экспериментальнорасчетного исследования не противоречат принятой модели хрупкого разрушения. Значительный изгиб и градиент напряжений, который возникает в образце в результате нецентрального нагружения, не характерен для элементов крупных машиностроительных конструкций. Однако благодаря такой конструкции удалось получить хрупкое и вязкое разрушение в образце натуральной толщины 20 мм при доступных условиях нагружения.

Заключение

Выполнено экспериментально-расчетное исследование процесса разрушения сварного узла в условиях отрицательных температур. Показано, что расчетная методика позволяет адекватно оценить характер разрушения, то есть будет ли оно развиваться по хрупкому или вязкому Расчетные значения механизму. разрушающих нагрузок являются пессимистической прочности оценкой детали co сварочным трещиноподобным концентратором. Данную методику можно применять прогнозирования прочности для металлических конструкций, эксплуатируемых в условиях холодного климата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Xian-Kui Zhu, Joyce J.A. Review of fracture toughness (G, K, J, CTOD, CTOA) testing and standardization. EFM. 2012;85: 1–46.

- [2] Barsom J.M., Rolfe S.T. Fracture and Fatigue Control in Structures: Applications of Fracture Mechanics. ASTM International, Third Edition. ASTM; 1999.
- [3] Матвиенко Ю.Г. Модели и критерии механики разрушения. М.– ФИЗМАТЛИТ, 2006. — 328 с.
- [4] Tanabe Y. Fracture Toughness for Brittle Fracture of Elastic and Plastic Materials. Materials Transactions, Vol. 54, No. 3 (2013) pp. 314- 318.
- [5] Bazant Z.P., Jirasek M. Nonlocal integral formulations of plasticity and damage: survey of progress, J. Eng. Mech., 2002;11: 1119–1149.
- [6] Rabczuk T. Computational Methods for Fracture in Brittle and Quasi-Brittle Solids: State-of-the-Art Review and Future Perspectives. Appl. Math. 2013. 10.1155/2013/849231
- [7] Palombo M, Sandon S, de Marco M. An evaluation of size effect in CTOD-SENB fracture toughness test. Procedia Eng. 2015; 109:55-64.
- [8] Clayton J.D., Knap J. A geometrically nonlinear phase field theory of brittle fracture. International Journal of Fracture. October 2014. DOI: 10.1007/s10704-014-9965-1.
- [9] Kornev V.M. Generalized Sufficient Strength Criterion. Description of the pre-fracture zone. J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2002;43: 153–161.
- [10] Taylor D. The Theory of Critical Distances Applied to the Prediction of Brittle Fracture in Metallic Materials. SID. 2005;2: 145–154.
- [11] Armstrong RW. Material grain size and crack size influences on cleavage fracturing. Phil. Trans R Soc. 2015; 373(2038): 20140124.
- [12] Матвиенко Ю.Г. Тенденции нелинейной механики разрушения в проблемах машиностроения. М.–Ижевск: Институт компьютерных иссле-дований, 2015. 56 с.
- [13] Сибилёв А.В., Мишин В.М. Установление критерия хладноломкости стальных образцов на основе критерия локального разрушения. Фундаментальные исследования. Серия Технические науки. №4, 2013. с. 843-847.
- [14] Крыжевич Г.Б. Интегральные критерии разрушения в численных расчетах низкотемпературной прочности конструкций морской техники. Труды Крыловского государственного научного центра, №1(383). –2018. –с.29-42. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-383-29-42
- [15] Копельман Л.А. Основы теории прочности сварных конструкций. СПб.: «Лань». 2010 464 с
- [16] Соколов С.А. Критерии работоспособности металлических конструкций. Проектирование с применением МКЭ. СПб.: Страта, 2023. –202 с.
- [17] Соколов С.А., Тулин Д.Е. Математическая модель хрупкого разрушения детали с трещиной. Физическая мезомеханика. 2021, №3, с.67-75.

- [18] Sokolov S., Tulin D., Vasiliev I. Investigation of the size of the fracture process zone and the cleavage stress in cracked steel parts. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. Volume 46, Issue 3, March 2023, pages 1159-1169 //doi.org/10.1111/ffe.13927.
- [19] Соколов С.А., Васильев И.А., Тулин Д.Е.. Изменение предела текучести конструкционных сталей в условиях отрицательных температур. Деформация и разрушение материалов. 2021. № 7. С. 30-34.
- [20] Беликов с. Б., Шевченко В. Г., Рягин С. Л. Влияние температуры и скорости деформации на механические свойства сталей, применяемых в краностроении. –Запорожье. Вісник НТУ «ХПІ». 2013. № 43 (1016). –с. 32-36.
- [21] Солнцев Ю.П., Ермаков Б.С., Слепцов О.И. Материалы для низких и криогенных температур: Энциклопедический справочник. –СПб.: ХИМИЗДАТ, 2008. –768 с.
- [22] Wang YQ, Liao XW, Zhang YY, Shi YJ. Experimental study on the through-thickness properties of structural steel thick plate and its heataffected zone at low temperatures. J Zhejiang Univ-SC A. 2015;16(3):217-228.
- [23] Соколов С.А., Тулин Д.Е. Моделирование упругопластического напряженного состояния в области вершины трещины. Физическая мезомеханика. 2021, №2, с.34-40
- [24] Плотников Д. Г. Методика прогнозирования прочности стальных сварных конструкций машин с учётом влияния низких климатических температур. Дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02./ Плотников Д. Г. СПб. –2016 г. -123 с.
- [25] Явление анизотропии сопротивления микросколу углеродистой стали, предварительно деформированной сжатием. С. А. Котречко, А. В. Кучер, Ю. А. Полушкин и др. Проблемы прочности, 2007, № 6, с. 91-102.

S.A. Sokolov, A.A. Grachev

STUDY OF WELDED JOINT FAILURE AT NEGATIVE TEMPERATURE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

An experimental-computational study of the strength of welded samples with a crack-like defect under conditions of negative climatic temperatures has been carried out in the current work. A brittle fracture model of a part with a crack has been presented. A finite element analysis of the stress-strain state of the samples has been performed. It has been presented that the test results do not contradict the fracture model. The model evaluates the lower limit of the strength of the part with a crack-like concentrator.

Key words: strength, brittle fracture, welded joint, fracture model, finite element analysis, specimen testing, stress concentrator

REFERENCES

- [1] Xian-Kui Zhu, Joyce J.A. Review of fracture toughness (G, K, J, CTOD, CTOA) testing and standardization. EFM. 2012;85: 1–46.
- [2] Barsom J.M., Rolfe S.T. Fracture and Fatigue Control in Structures: Applications of Fracture Mechanics. ASTM International, Third Edition. ASTM; 1999.
- [3] Matvienko Y.G. Models and criteria of fracture mechanics. M.– PHYSMATHLIT, 2006. – 328 c.
- [4] Tanabe Y. Fracture Toughness for Brittle Fracture of Elastic and Plastic Materials. Materials Transactions, Vol. 54, No. 3 (2013) pp. 314- 318.
- [5] Bazant Z.P., Jirasek M. Nonlocal integral formulations of plasticity and damage: survey of progress, J. Eng. Mech., 2002;11: 1119–1149.
- [6] Rabczuk T. Computational Methods for Fracture in Brittle and Quasi-Brittle Solids: State-of-the-Art Review and Future Perspectives. Appl. Math. 2013. 10.1155/2013/849231
- [7] Palombo M, Sandon S, de Marco M. An evaluation of size effect in CTOD-SENB fracture toughness test. Procedia Eng. 2015; 109:55-64.
- [8] Clayton J.D., Knap J. A geometrically nonlinear phase field theory of brittle fracture. International Journal of Fracture. October 2014. DOI: 10.1007/s10704-014-9965-1.
- [9] Kornev V.M. Generalized Sufficient Strength Criterion. Description of the pre-fracture zone. J. Appl. Mech. Tech. Phys. 2002;43: 153–161.
- [10] Taylor D. The Theory of Critical Distances Applied to the Prediction of Brittle Fracture in Metallic Materials. SID. 2005;2: 145–154.
- [11] Armstrong RW. Material grain size and crack size influences on cleavage fracturing. Phil. Trans R Soc. 2015; 373(2038): 20140124.
- [12] Matvienko Y.G. Trends in nonlinear fracture mechanics in mechanical engineering problems. – M.–Izhevsk: Computer Research Institute, 2015. – p. 56.
- [13] Sibilyov A.V., Mishin V.M. Determination of the criterion of cold fracture of steel samples based on the criterion of local destruction. Fundamental research. Technical Sciences Series. №4, 2013. pp 843-847.

- [14] Kryzhevich G.B. Integral criteria of destruction in numerical calculations of low-temperature strength of marine engineering structures. Proceedings of the Krylov State Scientific Center, №1(383). –2018. – pp.29-42. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-383-29-42
- [15] Kopel'man L.A. Fundamentals of the theory of strength of welded structures. SPb.: «Lan'». 2010 p. 464.
- [16] Sokolov S.A. Criteria for the operability of metal structures. Design using FEM. SPb.: Strata, 2023. – p. 202.
- [17] S. A. Sokolov, D. E. Tulin. Mathematical Model of Brittle Fracture of a Cracked Part. ISSN 1029-9599, Physical Mesomechanics, 2022, Vol. 25, No. 1, pp. 72–79.
- [18] Sokolov S., Tulin D., Vasiliev I. Investigation of the size of the fracture process zone and the cleavage stress in cracked steel parts. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. Volume 46, Issue 3, March 2023, pages 1159-1169 //doi.org/10.1111/ffe.13927.
- [19] Sokolov, S.A., Vasil'ev, I.A., Tulin, D.E. Estimation of the Increase in the Yield Strength of Building Steels at Negative Temperatures. Russian Metallurgy (Metally), 2022, 2022(4), p. 396–399.
- [20] Belikov S. B., Shevchenko V. G., Ryagin S. L. Influence of temperature and strain rate on mechanical properties of steels used in crane construction. –Zaporozhye. Bulletin STU «XIII». 2013. № 43 (1016). –pp. 32-36.
- [21] Solntsev Y.P., Ermakov B.S., Sleptsov O.I. Materials for low and cryogenic temperatures: Encyclopedic reference book. – SPb.: KHIMIZDAT, 2008. – p. 768.
- [22] Wang YQ, Liao XW, Zhang YY, Shi YJ. Experimental study on the through-thickness properties of structural steel thick plate and its heataffected zone at low temperatures. J Zhejiang Univ-SC A. 2015;16(3):217-228.
- [23] S. A. Sokolov, D. E. Tulin Modeling of Elastoplastic Stress States in Crack Tip Regions. Physical Mesomechanics, 2021, Vol. 24, No. 3, pp. 237–242.
- [24] Plotnikov D. G. Methodology for predicting the strength of welded steel structures of machines, considering the influence of low climatic temperatures. Thesis ... PhD in Engineering sciences: 05.02.02./ Plotnikov D. G. –SPb. –2016 г. – р. 123.
- [25] The phenomenon of anisotropy of the resistance to the microscope of carbon steel pre-deformed by compression.S. A. Kotrechko, A. V. Kucher, Y. A. Polushkin and etc. Strength problems, 2007, № 6, pp. 91-102.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 622.242. doi:10.18720/SPBPU/2/id23-549

С.И. Худорожков¹, А.В. Юркевич²

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ БЛАГОНРАВОВА В СИСТЕМЕ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА



¹Сергей Иванович Худорожков, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)123-4567, E-mail: <u>xcu-55@mail.ru</u>. ²Андрей Владиленович Юркевич, Институт машиноведения им. Э.С. Горкунова УрО РАН Россия, Екатеринбург Тел.: (343)374-4725, E-mail: <u>urkeva@mail.ru</u>.

Аннотация

В статье рассматривается вопрос установки в системе верхнего привода буровых установок механической бесступенчатой передачи с электроприводом. Рассматриваются недостатки преимущества И существующих конструкций верхних силовых приводов буровых установок в электрическом и гидравлическом исполнении. Приводятся результаты расчета внешней характеристики привода показывающие, что использование механической бесступенчатой передачи Благонравова в качестве редукторного узла обеспечит более полное использование мощности электродвигателя. При этом размеры передачи не превысят габариты существующих редукторных узлов соответствующей мощности.

Ключевые слова: буровая установка, эффективность, верхний силовой привод, механическая бесступенчатая передача, внешняя характеристика привода

Введение

Эффективность буровых установок [1,2] обеспечивается полнотой выполнения комплекса основных требований: технических (используемые современные технологии бурения), эксплуатационных (доступность ее агрегатов для технического обслуживания и ремонта, производительность механического бурения и спускоподъемных операций), технологических (материальные и трудовые затраты на изготовление буровых установок), (обеспечение минимальных производственных экономических И эксплуатационных расходов), социальных (безопасность работы, легкость обеспечение управления И нормальных условий труда ЛЛЯ обслуживающего персонала) и специальных (условия работы буровых установок - море, пересеченная местность, транспортное средство и т.д.).

По сравнению с традиционными способами бурения система верхнего привода (СВП) становится всё более популярным способом бурения нефтяных и газовых скважин поскольку обеспечивает повышение эффективности и качества проведения буровых работ [3, 4, 5]. Верхний силовой привод представляет собой подвижной вращатель (вертлюг), оснащенный комплексом средств механизации. Подвижная часть СВП состоит из вертлюга-редуктора, который подвешен на траверсе талевого блока. Благодаря современным разработкам по силовым редукторным узлам системы верхнего привода [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13] процесс бурения проходит на качественном новом уровне.

По сравнению с традиционными способами бурения, применение СВП обладает следующими преимуществами:

- экономит время в процессе наращивания труб при бурении;

- уменьшает вероятность прихватов бурового инструмента;

- расширяет ствол скважины при спуске и подъеме инструмента;

- повышает точность проводки скважин при направленном бурении;

- повышает безопасность буровой бригады;

- снижает вероятность выброса флюида из скважины через бурильную колонну;

- облегчает спуск обсадных труб в зонах осложнений за счет вращения и промывки;

- повышает качество керна.

В связи с этим, верхние силовые приводы (ВСП) признаны обеспечивающим производительный оборудованием, наиболее И безопасный метод бурения нефтяных и газовых скважин. Они позволяют более, чем на 25%, сократить время бурения за счет увеличения производительности и эффективности работ. Увеличение глубины наклонно-направленного скважин. внедрение технологии И горизонтального бурения, разработка высокоскоростных буровых долот, сделали преимущества ВСП при бурении еще более явными. Этой системой оборудуются как импортные, так и отечественные буровые установки.

Такой привод должен быть надежным и экономичным, безопасным и удобным в управлении, компактным и сравнительно небольшой удельной приспособленным транспортабельным массы. И для монтажа. эксплуатации и ремонта в полевых условиях. Мощность, диапазоны регулирования частоты вращения и вращающего момента выходного вала привода определяются нагрузками и режимом работы приводимых машин и механизмов. При работе на аварийных режимах должна обеспечиваться надёжность. Выбранный привод должен обеспечить сочетание высокой производительности буровой установки с минимальной стоимостью 1 м проходки. Силовой привод должен иметь гибкую (бесступенчатую) характеристику.

Конструктивное исполнение привода в наибольшей степени влияет на выполнение этих требований. Поэтому поиск и разработка конструкции, обеспечивающей эффективность привода – актуальный вопрос совершенствования бурового оборудования нефтегазового комплекса.

Оценка эффективности типичных конструктивных исполнений верхних силовых приводов

Наиболее известные зарубежные производители систем верхнего привода (Varco, Tesco, Canrig, National oilwell, Bentec и др.), а также отечественные производители («Электромеханика», «Уралмаш-Буровое оборудование», ВЗБТ) предлагают ВСП как в гидравлическом, так и в электрическом (постоянного и переменного тока) исполнении. При этом электрические версии ВСП могут питаться как от источника электроэнергии буровой площадки, так и от автономного дизельгенератора.

Для оценки эффективности ВСП, учитывая большой модельный ряд и широкий диапазон условий эксплуатации, целесообразно оперировать удельными техническими характеристиками систем и анализировать конструктивное исполнение приводов, находящихся в одном классе грузоподъемности.

В качестве примера, рассмотрим типичные выходные характеристики ВСП грузоподъемностью 227 метрических тонн в электрическом и гидравлическом исполнении (соответственно, TESCO 250 EMIS и TESCO 250 HMIS), общий вид которых приведен на рис.1., а в таблице 1 их основные технические параметры.


Рис. 1. Общий вид верхнего силового привода фирмы TESCO: *a*) в электрическом исполнении 250EMIS; *b*) в гидравлическом исполнении 250HMIS.

Модель	250 EMIS 250 HMIS		
Фирма	Tesco Tesco		
Грузоподъемность, т	227	227	
Тип привода	Электрический, синхр.,	гидрообъемный	
Регулирование	бесступенчатое	бесступенчатое	
Мощность выходная			
в точке макс. оборотов, кВт	230	185	
в точке макс. крутящего момента, кВт	325	160	
Марка двигателя на подвесной			
части	KAMAN PA44		
Масса двигателя, кг	180		
Мощность входная, кВт	470	350	
Марка двигателя наземной			
станции	Detroit, ser.60	Detroit, ser.60	
Передаточное число редуктора	19,26:1	2.19:1	
Вращающий момент, Нм:			
-ном.при максимальной скорости		10300	
-макс. продолжительный	21700	28470	
-прерывистый (кратковременный)	48816	28470	
Частота вращения, об/мин	0186	0170	
Рабочая высота подвесной			
части, мм	4470	4390	
Длина подвесной части, мм	1690	1279	
ширина подвесной части, мм	1370	838	
Масса подвесной части			
(без направляющей), кг	5000	3628	
Масса наземной станции, кг	7258	7370	

Таблица 1. Технические параметры ВСП

Зависимости момента М и мощности N (внешние характеристики) от частоты вращения вертлюга приводов TESCO 250EMIS и 250HMIS представлены на рис. 2.



Рис. 2. Внешние характеристики ВСП фирмы TESCO: a) с электрическим приводом 250EMIS; b) и c) с гидрообъемным приводом 250HMIS с переменным рабочим объемом.

Основные преимущества ВСП с электрическим приводом:

- малая масса подвесной части и, следовательно, минимальный износ талевого каната. Удельная мощность привода Nyд (отношение выходной мощности к массе подвесной части) составляет 330/5= 66 кВт/т;

- компактность подвесной части ВСП;

- бесступенчатое (частотное) регулирование скорости вращения вала вертлюга от 0 до 180 об/мин, реверсивность;

- автоматичность изменения момента от минимального до номинального значений при постоянной заданной скорости вращения выходного вала;

- свобода компоновки подвесной части.

Основные недостатки ВСП с электрическим приводом:

- несоответствие максимума мощности ВСП скоростным режимам работы отечественного бурового инструмента (пик мощности целесообразно совместить с рабочими скоростями порядка 60-100 об/мин), и, как следствие, низкий коэффициент использования мощности КN (отношение мощности на выходном валу ВСП при n=100 об/мин к мощности наземного агрегата составляет 245/470=0.52). Существенное недоиспользование мощности привода (50-72%) в диапазоне частот 60-100 об/мин;

- отсутствие возможности саморегулирования скорости вращения выходного вала в зависимости от нагрузки на рабочем инструменте, и, как следствие, снижение производительности привода;

- возможность генерации тока, разрушающего электронику ВСП, при возникновении эффекта «пружины» в случае прихвата колонны и ее обратном вращении;

- большие тепловые потери в электродвигателе, в особенности при максимальных моментах, требующие наличия собственной системы охлаждения, что усложняет и удорожает конструкцию ВСП;

- несоответствие электрических параметров ВСП параметрам отечественной электрической сети, что приводит к необходимости использования автономной системы электропривода (дополнительный модуль дизель–генератора массой 7.26 т, дополнительный модуль частотного управления электродвигателем массой 4 т);

- дополнительные затраты на дизельное топливо. При годовой нагрузке ВСП порядка 4000 моточасов расход топлива дизельной установки с указанным выше коэффициентом использования мощности составит более 100 т.

Рассмотрим технические параметры ВСП по схеме TESCO 250 HMIS с гидрообъемным приводом (см. табл. 1), внешняя характеристика которого представлена на рис.2,b,c.

При меньшей входной мощности расширение скоростного (силового) диапазона ВСП реализовано за счет применения гидромоторов с переменным рабочим объемом (привод оснащен системой двойных перепускных клапанов, позволяющих изменять рабочий объем гидромотора в два раза). Это позволяет получить две ступени на внешней характеристике и, в отличие от ВСП с электроприводом, в диапазоне оборотов выходного вала от 50 до 178 об/мин работать на режиме, близком к режиму постоянной мощности.

Другим достоинством данной конструктивной схемы ВСП является возможность сделать выбор в пользу применения одноступенчатого (безредукторного) механического привода. В гидравлическом приводе имеется возможность путем дросселирования жидкости гасить эффект «пружины» в случае прихвата колонны и ее обратном вращении;

Другие преимущества ВСП с гидравлическим приводом аналогичны преимуществам ВСП с электроприводом, с уточнением, что удельная мощность привода NУД несколько ниже и составляет 185/3.6...220/4.5 = 51... 49 кВт/т;

Основные недостатки гидрообъемных приводов ВСП аналогичны ВСП с электроприводом:

- дополнительные потери мощности, связанные с двойным преобразованием энергии;

- низкий коэффициент использования мощности привода. КN составляет 160/350...185/350 =0.46...0.5;

- значительное недоиспользование мощности в рабочем диапазоне частот вращения менее 50 об/мин;

- отсутствие возможности саморегулирования скорости вращения выходного вала в зависимости от нагрузки на рабочем инструменте;

- необходимость в специальной наземной станции (дизель- или электро-насосный агрегат) массой порядка 7400 кг;

- необходимость дополнительных технических устройств для обеспечения работы гидропривода при низких температурах.

- высокие требования к качеству гидравлической жидкости;

- удорожание гидромоторов с возможностью деления объема до 30%.

Подводя итоги сравнения ВСП можно сделать вывод, что электрические и гидравлические приводы имеют несколько принципиальных недостатков:

- неполное использование мощности в зоне основных рабочих скоростей;

- отсутствие автоматичности изменения оборотов выходного вала в зависимости от нагрузки (снижение производительности);

- необходимость в дополнительной наземной станции (дизельгенератор, дизель-насос);

- необходимость резервирования приводной мощности на потери, связанные с двойным преобразованием энергии;

- высокая стоимость изделий, включая импортную составляющую.

ВСП что конструкции с чисто механическим Показать, может быть бесступенчатым приводом использована В качестве альтернативного варианта, в котором отсутствуют указанные недостатки цель настоящей статьи.

Перспективы использования механической бесступенчатой передачи с регулируемой внутренней автоматичностью в качестве верхнего силового привода

Профессором Благонравовым А.А. разработан принципиально новый механических бесступенчатых многопоточных передач тип регулируемой внутренней силовой функцией [14, 15, 16]. Принцип действия такой передачи состоит в следующем: вращение ведущего вала с помощью шарнирно-рычажного механизма преобразуется в близкие к гармоническим угловые колебания ведущих элементов, например, пяти механических выпрямителей – механизмов свободного хода. Их ведущие элементы совершают колебательное движение со сдвигом по фазе, а ведомые элементы соединены торсионными валами с шестернями суммирующего редуктора, центральное зубчатое колесо которого является ведомым валом передачи. В передаче используются экспериментально проверенные новые надежные механизмы свободного хода осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями.

В работе [17] представлен вариант кинематической схемы такой передачи, реализованной в экспериментальном образце, а также приведены

основные свойства ее стендового варианта. Передача обеспечивает бесконечный кинематический и значительный силовой диапазон, в разы превышающий аналогичные для гидродинамических передач. Благодаря наличию силовой функции передача обладает важным свойством – внутренней автоматичностью – способностью при изменении внешней самопроизвольно передаточное нагрузки изменять отношение. Экспериментальная универсальная характеристика передачи – зависимость КПД η , а также коэффициента K_T трансформации момента от внутреннего передаточного отношения i_{T} [16.] приведены на рис.3. Стоит отметить, что одним из свойств передачи, в отличии от известных механических импульсных инерционных и гидромеханических передач, является возврат части энергии (определяется режимом работы передачи) на ведущий вал при сохранении значительного момента на ведомом валу и снижении загрузки приводного двигателя. Поэтому на стоповом режиме работы (*i*_T = 0), несмотря на то что $\eta = K_T \bullet i_T = 0$ коэффициент трансформации момента К_т существенно больше нуля и имеет конечное значение.



Рис. 3. Универсальная характеристика механической бесступенчатой передачи Благонравова. 1 – КПД передачи, 2 – коэффициент трансформации момента.

Кроме этого, силовая функции может регулироваться с помощью перемещения управления, положение органа которого определяет колебаний амплитуду внутренних звеньев. При этом возможно автоматическое регулирование такой передачи: здесь независимо могут изменяться частота вращения ведущего вала n1 и амплитуда колебаний внутренних звеньев φ0. В работе [18] подробно рассмотрены особенности автоматического регулирования, в том числе электронного, такой передачи применительно к транспортному средству.

В работе [19] приведена реализованная кинематическая схема передачи с возможностью управления силовой функцией (амплитудой колебаний внутренних звеньев передачи), а также подробно изложен принцип ее функционирования и управления в составе автотранспортного средства. Результаты испытаний на автотранспортном средстве подтвердили высокие энергетические и преобразующие свойства передачи.

Первоначально разработанная как передача для транспортных машин она, на наш взгляд, благодаря своим характеристикам и свойствам, может с успехом применяться в качестве альтернативного варианта верхнего силового привода.

В передаче отсутствуют указанные выше недостатки существующих конструкций. Схема привода ВСП показана на рис.4.



Входной редуктор

Рис. 4. Кинематическая схема привода с механической бесступенчатой передачей.

Разгон ведомого вала передачи из неподвижного состояния колебаний начинается путем увеличения оператором амплитуды коромысел выпрямителей. При этом ведущий вал, соединенный с валом приводного двигателя, вращается на номинальных оборотах. Пока момент сопротивления на ведомом валу превышает момент от закрученных торсионов этот вал остается неподвижным, задние концы торсионных валов, соединенные с ведомым валом передачи – также неподвижны, а передние – поворачиваются совместно с коромыслом в сторону рабочего хода включенного выпрямителя. В результате торсионы закручиваются. 426

Закрутка торсионных валов создает силовую функцию. Так происходит первую половину периода колебаний. Но во вторую половину направление движения коромысла изменяется на обратное. Если при этом выпрямитель включенным, потенциальная остается то энергия закрученного торсионного вала будет возвращаться на ведущий вал, т.е. на вал двигателя. При этом на ведомом валу передачи создается максимальный крутящий момент, пропорциональный сумме пяти средних за период моментов закрутки торсионных валов. При увеличении частоты вращения ведомого вала задний конец торсионного вала начинает вращаться. При этом направление вращения и направление действующего от закрученного торсиона момента совпадают. При этом потенциальная энергия торсионов расходуется, и передается на ведомый вал. Чем больше частота вращения, тем быстрее расходуется потенциальная энергия.

цепь ВСП представляет Силовая собой последовательно трехфазный электродвигатель соединенные асинхронный С короткозамкнутым ротором мощностью 350 кВт при 1498 об/мин в вертикальном исполнении, который через входной редуктор без изменения частоты (передаточное отношение равно 1) передает вращение на ведущий вал механической бесступенчатой передачи. Такое значение мощности электродвигателя выбрано для чтобы сопоставить того, внешние характеристики ВСП - TESCO 250EMIS с входной мощностью 470 кВт табл.1.) И предлагаемый вариант привода с (см. механической бесступенчатой передачей. Далее ведомый вал бесступенчатой передачи через выходной реверсивный редуктор с передаточным отношением 0,602 (передаточное число 1,661) соединяется с валом вертлюга. Это должно обеспечить увеличение момента на валу вертлюга превышающем 49000 Нм (на стоповом режиме) и момент 20000 Нм при частоте вращения вертлюга 150 об/мин. Такие параметры соответствуют внешней характеристике ВСП - TESCO 250EMIS (см. рис.2.а.).

Диапазон крутящего момента на ведомом валу бесступенчатой передачи при этом будет изменяться от 29498 Нм (стоповый режим – обороты равны 0) до 1068 Нм при оборотах этого вала 373 об/мин (обороты вертлюга - 225 об/мин).

На рис. 5.а. приведена расчетная внешняя характеристика передачи, выполненная по методике, приведенной в работе [20] с учетом КПД такой передачи (см. рис.3.). Такая характеристика может быть обеспечена при жёсткости упругого элемента порядка 65000 Нм/рад. Параметры торсиона, выполненного из стали 45ХН2МФА, составят - длина рабочей части 292 мм и диаметр 39 мм, что вполне приемлемо. Ориентировочные габаритные размеры передачи: диаметр центральной части 750...850 мм при общей длине 1100...1200 мм.

Требуемый закон управления передачей – изменение амплитуды оборотов колебаний в зависимости от вертлюга лля внешней характеристики приведен на рис. 5. б. Оператор буровой установки органом управления устанавливает требуемую скорость бурения, а система, например такая как в работе [18], автоматически поддерживает колебаний амплитуду требуемую И частоту вращения вала электродвигателя В соответствии С заданными расчетными характеристиками.



Рис. 5. Расчетная внешняя характеристика ВСП с механической бесступенчатой передачей. a – момент (красная линия) и мощность (черная линия) на вертлюге, δ – закон управления передачей.

Сравнивая внешние характеристики TESCO 250 EMIS И предлагаемого привода, представленные на рис. 6. (Красная линия – момент, черная – мощность на вертлюге, пунктирная линия - TESCO 250 EMIS, сплошная – механическая бесступенчатая передача Благонравова), можно отметить, что при меньшей мощности ВСП с механической бесступенчатой передачей (Nm/N3 = 350/470=0.74) в рабочем диапазоне об/мин, скоростей 0 до 140 последний имеет ОТ значительное превосходство по величине крутящего момента и, соответственно, выходной мощности.



Рис. 6. Сравнительные внешние характеристики ВСП.

Отличительными особенностями ВСП с данной механической бесступенчатой передачей являются следующие:

1. Высокая эффективность привода:

- саморегулирование оборотов выходного вала в зависимости от нагрузки и, следовательно, повышение производительности буровых работ;

- соответствие максимума мощности приводного электродвигателя основному рабочем диапазону скоростей (95...160 об/мин), т.е. более полное использование мощности электродвигателя;

- высокий коэффициент полезного действия привода (отсутствие двойного преобразования энергии в приводе). Позволяет иметь максимально возможный коэффициент использования мощности приводного двигателя - К_{NУ} составляет 325/350 =0.92;

2. Высокая экономичность – существенное снижение единовременных и эксплуатационных затрат:

- отсутствие необходимости в наземной станции (автономной дизельгенераторной или дизель-насосной установке);

- использование более дешевой электроэнергии вместо дизельного топлива.

3. Благоприятные условия эксплуатации ВСП:

- упругие свойства передачи (наличие торсионных элементов) обеспечивают динамическое гашение нагрузок, предохраняя от поломок детали редуктора, в том числе при эффекте «пружины» при разгрузке колонны бурильных труб;

- самотормозящие свойства передачи обеспечивают автоматическую обратном вращения колонны В направлении без остановку дополнительных тормозных устройств. Таким образом, несмотря на выходного редукторов, необходимость входного И применение механической бесступенчатой передачи в ВСП позволяет существенно эффективность привода одновременном при повысить снижении стоимости изделия и эксплуатационных затрат.

Заключение

Применение в качестве редукторного узла в системе верхнего привода буровых установок механической бесступенчатой передачи с внутренними силовыми функциями может стать альтернативным решением, способствующим повышению эффективности бурения нефтяных и газовых скважин. Использование такой передачи обеспечивает более полное использование мощности электродвигателя. Есть все основания для проведения ОКР, направленной на применение такой механической передачи для конкретной буровой установки с системой верхнего привода. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. Под ред. Гусмана А.М., Порожского К.П. Екатеринбург: Изд-во УГГГА. 2002. С.592.
- [2] Вадецкий Ю. В. Бурение нефтяных и газовых скважин. Москва: Издательский центр «Академия». 2011. С. 350.
- [3] Ямалиев В.У., Галиев К.Р. Анализ систем верхнего привода. В сб.: Современные технологии в нефтегазовом деле. 2019. С. 412-415.
- [4] Belousov E.V., Grigorev M.A., Khryukin D.Y. An electric drive for a drilling-rig top-drive system. 2022. Russian Electrical Engineering. 93(2). pp. 76-80.
- [5] Привалихин Р.С. и др. Перспективные направления развития конструкций систем верхнего привода. Бурение и нефть. 2015. 3. С. 54-58.
- [6] Бабаян Э.В., Черненко А.В. Инженерные расчеты при бурении. Вологда: ИнфраИнженерия. 2016. С. 440.
- [7] Миловзоров Г.В., Васильева О.В. Усовершенствование редуктора для системы верхнего привода буровой установки. В сб.: Актуальные проблемы науки и техники. Сарапул. 2020. С. 116-118.
- [8] Сызранцева К.В., Ильиных В.Н., Колбасин Д.С. Оценка вероятности отказа редуктора системы верхнего привода буровой установки с учетом режима его эксплуатации. Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2019. 3(135). С. 127-134.
- [9] Никитин С.В., Грачев А.А., Некрасова А.В. Исследование динамики процесса бурения скважин установкой с «СВП» при помощи упрощенной динамической модели. Современное машиностроение: Наука и образование. 2019. С. 755-770.
- [10] Ashcheulov A., Nikitin S., Khoroshanskay A. Statistical Research of Drilling Rig's Top Drive Stress Loading. 2015. International Journal of Applied Engineering Research. 10 (19). pp. 40021-40026.
- [11] Epifanov O.K., Grechushkin Y.V., Salova I.A. Electromagnetic Torque and Its Ripples in a Unipolar Brushless Torque Motor with Permanent Magnets 2021. Russian Electrical Engineering. 92(1). pp.24-31.
- [12] Sun Y., Shi Y., Wang Q., Yao Z. Study on speed characteristics of hydraulic top drive under fluctuating load. 2018. Journal of Petroleum Science and Engineering. 167.
- [13] Никольский Е. Ю., Корешев В. П., Худорожков С. И., Головкин А. А. Патент РФ № 2646288. 2018. Многоступенчатый редуктор верхнего силового привода буровой установки.

- [14] Благонравов А.А. Патент РФ №2211971. Механическая бесступенчатая передача. 2003.
- [15] Благонравов А.А. Патент РФ №2334143. Механическая бесступенчатая передача. 2008.
- [16] Благонравов А.А. Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН. 2005. С. 202.
- [17] Юркевич А.В., Терешин А.В., Солдаткин В.А. Экспериментальные характеристики механической бесступенчатой передачей с внутренними силовыми функциями. Наука и техника. 2021. 20(4). С. 310-319. DOI:10.21122/2227-1031-2021-20-4-310-319.
- [18] Yurkevich A.V., Tereshin V.A., Soldatkin A.V. Electronic Control System of Continuously Variable Type of Mechanical Transmission Named After Blagonravov. IEEE Xplore 2019. DOI: 10.1109/FarEastCon.2019.8934163
- [19] Hoodorozhkov S.I., Yurkevich A.V. Theoretical and experimental study of the vehicle's dynamics equipped with the mechanical stepless transmission. 2022. Lecture Notes in Networks and Systems. pp. 787-796. DOI:10.1007/978-3-031-11058-0_79.
- [20] Blagonravov A.A. External characteristic of a mechanical transformer with oscillation of the internal components. 2011.Russian Engineering Research. 31(10). pp. 928-932.

S.I. Hoodorozhkov¹, A.V. Yurkevich²

INCREASING THE EFFICIENCY OF DRILLING RIGS BY USING THE BLAGONRAVOV'S IVT IN THE TOP DRIVE SYSTEM

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia; ² Ekaterinburg. Federal State Budgetary Scientific Institution Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

The article deals with the issue of installing a mechanical infinitely variable transmission with an electric drive in the top drive system of drilling rigs. The disadvantages and advantages of the top drives existing design of drilling rigs in electric and hydraulic versions are considered. The results of the external characteristics calculation of the top drive are presented, showing that the use of Blagonravov's mechanical infinitely variable transmission as a reduction unit will provide a more complete use of the electric motor power. At the same time, the dimensions of the transmission will not exceed the dimensions of the existing top drives of the corresponding power.

Key words: drilling rig, efficiency, top drive, infinitely variable transmission, drive external characteristic

REFERENCES

- [1] Gusman A.M., Porozhsky K.P. Drilling complexes. Modern technologies and equipment. Yekaterinburg: UGGGA Publishing House. 2002. p.592.(rus.)
- [2] Vadetsky Y. V. Drilling of oil and gas wells. Moscow: Publishing Center "Academy". 2011. p. 350. (rus.)
- [3] Yamaliev V.U., Galiev K.R. Analysis of top drive systems. Modern technologies in oil and gas business. 2019. pp. 412-415. (rus.)
- [4] Belousov E.V., Grigorev M.A., Khryukin D.Y. An electric drive for a drilling-rig top-drive system. 2022. Russian Electrical Engineering. 93(2). pp. 76-80.
- [5] Privalikhin R.S. Perspektivnye napravleniya razvitiya razvitiya konstruktsiy sistem verkhnogo privoda. Drilling and oil. 2015. 3. pp. 54-58. (rus.)
- [6] Babayan E.V., Chernenko A.V. Engineering calculations during drilling. Vologda: InfraEngineering. 2016, p. 440. (rus.)
- [7] Milovzorov G.V., Vasil'eva O.V. Improvement of the gearbox for the top drive system of the drilling rig. Actual problems of science and technology. Sarapul. 2020. pp. 116-118. (rus.)
- [8] Syzrantseva K.V., Ilinykh V.N., Kolbasin D.S. Evaluation of the probability of failure of the gearbox of the top drive system of the drilling rig, taking into account the mode of its operation. News of higher educational institutions. Oil and gas. 2019. 3(135). pp. 127-134. (rus.)
- [9] Nikitin S.V., Grachev A.A., Nekrasova A.V. Investigation of the dynamics of the process of drilling wells with a "SVP" rig using a simplified dynamic model. Modern engineering: Science and education. 2019. pp. 755-770. (rus.)
- [10] Ashcheulov A., Nikitin S., Khoroshanskay A. Statistical Research of Drilling Rig's Top Drive Stress Loading. 2015. International Journal of Applied Engineering Research. 10 (19). pp. 40021-40026.
- [11] Epifanov O.K., Grechushkin Y.V., Salova I.A. Electromagnetic Torque and Its Ripples in a Unipolar Brushless Torque Motor with Permanent Magnets 2021. Russian Electrical Engineering. 92(1). pp.24-31.
- [12] Sun Y., Shi Y., Wang Q., Yao Z. Study on speed characteristics of hydraulic top drive under fluctuating load. 2018. Journal of Petroleum Science and Engineering. 167.
- [13] Nikolsky E. Yu., Koreshev V. P., Hoodorozhkov S. I., Golovkin A. A. Patent RU No. 2646288. 2018. Multi-stage gearbox of the upper power drive of a drilling rig. (rus.)

- [14] Blagonravov A.A. Patent RU No. 2211971. Mechanical stepless transmission. 2003. (rus.)
- [15] Blagonravov A.A. Patent RU No. 2334143. Mechanical stepless transmission. 2008. (rus.)
- [16] Blagonravov A.A. Mechanical stepless transmissions. Yekaterinburg: Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. 2005. p. 202. (rus.)
- [17] Yurkevich A.V., Tereshin A.V., Soldatkin V.A. Experimental characteristics of a mechanical continuously variable transmission with internal power functions. Science and technology. 2021.20(4). pp. 310-319. DOI:10.21122/2227-1031-2021-20-4-310-319. (rus.)
- [18] Yurkevich A.V., Tereshin V.A., Soldatkin A.V. Electronic Control System of Continuously Variable Type of Mechanical Transmission Named After Blagonravov. IEEE Xplore 2019. DOI: 10.1109/FarEastCon.2019.8934163.
- [19] Hoodorozhkov S.I., Yurkevich A.V. Theoretical and experimental study of the vehicle's dynamics equipped with the mechanical stepless transmission. 2022. Lecture Notes in Networks and Systems. pp. 787-796. DOI:10.1007/978-3-031-11058-0_79.
- [20] Blagonravov A.A. External characteristic of a mechanical transformer with oscillation of the internal components. 2011.Russian Engineering Research. 31(10). pp. 928-932.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.77.04 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-550

Л.Б. Аксенов¹, Н.М. Потапов², С.Н. Кункин³

ГОФРООБРАЗОВАНИЕ ПРИ ТОРЦЕВОЙ РАСКАТКЕ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБНЫХ ЗАГОТОВОК



¹ Леонид Борисович Аксенов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 552-9530, E-mail: 1_axenov@mail.spbstu.ru.



²Никита Михайлович Потапов АО «НИИЭФА» Россия, Санкт-Петербург Тел.: (+7) 9006429600, E-mail: nicitanic@yandex.ru



³ Сергей Николаевич Кункин, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 552-9530, E-mail:kunkin@spbstu.ru.

Аннотация

В работе представлены результаты исследования процесса торцевой раскатки внутренних фланцев отбортовкой из тонкостенных трубных Особенностью коническим валком. заготовок процесса является устойчивости формы заготовки возможная потеря В виде гофрообразования, не позволяющая получать детали требуемой геометрии. компьютерного моделирования систематизированы причины На основе

потери устойчивости трубных заготовок при раскатке, определены кинематические характеристики машины и геометрические параметры заготовки, влияющие на этот процесс.

*Ключевые слова:*торцевая раскатка, трубная заготовка, формоизменение, потеря устойчивости, компьютерное моделирование

Введение

Отличительной особенностью операций раскатки является локальный характер приложения деформирующего усилия к торцу обрабатываемой заготовки, что позволяет существенно снизить усилие деформирования. Процессы торцевой раскатки, позволяют формировать наружные, внутренние и торцовые поверхности полых и сплошных металлических заготовок. Низкая стоимость оснастки, незначительное время подготовки производства, использование оборудование относительно небольшой мощности дают возможность применять эти процессы в мелкосерийном производстве.

При торцевой раскатке трубных заготовок конический раскатной валок, с углом наклона α, совершает поступательное движение вдоль оси заготовки со скоростью V (рис. 1).

В зависимости от типа раскатываемого фланца (наружный или внутренний) для направления течения металла используется смещение вершины конического валка относительно оси вращения трубной заготовки на некоторую величину б от оси заготовки



Рис. 1. Схема торцевой раскатки трубной заготовки при формировании внутреннего фланца

Раскатной валок машины может получать вращательное движение от заготовки, имеющей угловую скорость вращения ω_1 , за счет сил трения на контакте (пассивный валок) или иметь собственный привод (приводной валок) и вращаться вокруг своей оси с угловой скоростью ω_2 . Заготовка представляет собой отрезок тонкостенной трубы с размерами: D - внешний диаметр заготовки, S - толщина стенки, H - высота выставленной части заготовки над торцевой поверхностью матрицы. При формировании внутреннего фланца используется смещение вершины раскатного валка относительно оси заготовки на величину δ , что обеспечивает направление деформации выставленной части заготовки к ее оси.

Проведенные многочисленные исследования процесса торцевой раскатки и его моделирование показали [1-3], что при этом процессе может происходить шесть возможных видов деформирования трубной заготовки.

Три из них можно отнести к устойчивым, монотонно развивающимся процессам. Из этих трех два процесса отбортовки внутрь и наружу (рис. 2 a, 6) хорошо прогнозируемы. Третий процесс (рис. 2, 6), при котором происходит осадка трубы в зоне деформации, характеризуется течением металла в двух направлениях внутрь и наружу трубной заготовки. Этот процесс устойчивый, монотонный, но трудно предсказать в каком направлении будет происходить наиболее интенсивное течение металла.



раскатке

Еще три вида формоизменения заготовки (рис. 2 г, д, е) характеризуются тем, что место изгиба заготовки локализуется между матрицей и валком, и в зависимости от направления сил трения происходит загиб заготовки вместо отбортовки (рис. 2, г и д).

Вид формоизменения, представленный на рис. 2, *e*, показывает волновое формоизменение заготовки, как следствие динамической потери устойчивости. Условия возникновения этого волнового формоизменения (гофрообразования) трубных заготовок при раскатке требуют специального анализа.

Цель исследования – на основе компьютерного моделирования определить причины и условия возникновения динамической потери устойчивости трубных заготовок в процессе торцевой раскатки внутренних фланцев отбортовкой в виде волнового изменения поверхности ее деформируемой фланцевой части.

Метод исследования

Исходя из результатов исследования процессов торцевой раскатки на основе компьютерного моделирования [4-6], и с учетом кинематических особенностей процесса и локального деформирования заготовки, в работе выбрано моделирование с использованием вычислительного комплекса «Abaqus-22», в котором можно задать любое количество перемещений геометрий инструмента и заготовки. Основные параметры процесса, принятые при моделировании процесса, приведены В Табл. 1. Инструменты (раскатной валок, матрица и оправка) рассматривались как твердые недеформируемые тела. Материал заготовки (сталь ASI-1045) считался упруго пластическим с нелинейным упрочнением.

Вид сборки конечно-элементной модели процесса раскатки, состоящий из верхнего валка, заготовки и матрицы, представлен на Рис. 3а. В результате моделирования была получена картина динамической потери устойчивости заготовки, отражающая волнообразное изменение ее формы (Рис. 36).

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Диаметр заготовки	D	ММ	120
Толщина стенки заготовки	S	ММ	2
Длина выставленной части	Н	ММ	20
заготовки			
Скорость поступательного	V	мм/с	1
движения валка			
Смещение ролика	δ	ММ	30 (0.25D)
Угол наклона раскатного валка	α	град	15
Частота вращения заготовки	ω_1	рад/с	4,19
Частота вращения раскатного	ω ₂	рад/с	3,2
валка			
Коэффициент трения между	μ	-	0,15
валком и заготовкой			
Материал заготовки		сталь	ASI-1045
Сетка конечных элементов		геометрия	Кубическая
Чисто элементов по толщине		ШТ.	3
стенки заготовки			
Общее число конечных		ШТ.	17 424
элементов			
Коэффициент Пуассона		-	0,3
материала заготовки			
Модуль Юнга материала		ГПа	210
заготовки			
Температура инструмента и		⁰ C	20
заготовки			
Угол наклона фланцевой части	β	град.	20
Число образовавшихся гофр	n	ШТ.	6

Таблица 1. Параметры моделирования процесса торцевой раскатки



а. б. **Рис. 3.** Конечно-элементного моделирование процесса торцевой раскатки в расчетном комплексе «Abaqus-22»: а.- исходные позиции инструмента и заготовки; б.- волнообразное изменение формы заготовки

Гофрообразование при раскате наблюдается на выставленной части трубной заготовки высотой Н при ее изгибе по радиусу оправки под действием усилия со стороны раскатного валка (Рис. 4а). Момент раскатки, в который происходит потеря устойчивости заготовки, можно охарактеризовать углом наклона отгибаемой части заготовки к плоскости торца оправки – β , где $0 \le \beta \le \pi/2$. Значение $\beta = \pi/2$ соответствует началу процесса раскатки фланца, а $\beta = 0$ окончанию процесса.

При раскатке фланцевая часть трубной заготовки не соприкасается с оправкой и только на части поверхности заготовка контактирует с раскатным валком (Рис. 4б). Динамика потери устойчивости заготовки при раскатке связана с взаимодействием раскатного валка на заготовку, которое осуществляется по поверхности их локального контакта. На этой малой поверхности действуют вертикальные нормальные напряжения и касательные напряжения. Нормальные напряжения определяются усилием раскатки, благодаря которому осуществляют последовательный изгиб заготовки по радиусу оправки к направлению оси заготовки. Касательные напряжения, обусловлены трением между раскатным валком и заготовкой.

При отбортовке выставленной части заготовки образуется очаг пластической деформации, локализованный в месте изгиба заготовки и не оказывающий влияния на напряженно-деформированное состояние отгибаемой части заготовки.Вне пластической зоны отгибаемая часть заготовки испытывает незначительный изгиб под действием усилия раскатки и в ней действуют радиальные растягивающие и сжимающие напряжения - σ_{ρ} , разделяемые нейтральной линией. Величина этих напряжений мала и только их действие не может вызвать потерю устойчивости заготовки.

Касательные напряжения на контактной поверхности возникают изза трения между валком и заготовкой, и появляются при несовпадении их окружных скоростей. На направление сил трения на контактной поверхности оказывает влияние направление скорости проскальзывания раскатного валка относительно заготовки. Величина касательных напряжений пропорциональна величине нормальных напряжений. Увеличение подачи (скорости поступательного движения) раскатного валка увеличивает эти напряжения. Это наиболее заметно в начальный обладающего момент раскатки при разгоне пассивного валка. значительной инерцией или высоким сопротивлением вращению.



Рис. 4. Схема процесса торцевой раскатки фланца из трубной заготовки (а) и напряжения, действующие на элемент формируемого фланца (б)

Касательные напряжения от трения на контактной поверхности увеличивают тангенциальные напряжения сжатия металла и поэтому способствуют потере устойчивости заготовки. При прочих условиях, не вызывающих потери устойчивости заготовки, разница тангенциальных (окружных) скоростей точек на контактной поверхности валка и заготовки более 20% может приводить к потере устойчивости заготовки.

Появление тангенциальных сжимающих напряжений, достаточных для потери устойчивости, связано с тем, что диаметр фланцевой части заготовки с исходным диаметром D при раскатке постепенно уменьшается (текущая величина d), так как происходит закатка отверстия. Эти

напряжения неравномерно распределены по ширине фланца, возрастая от места пластического изгиба фланца к его внутреннему диаметру d. Таким образом, потеря устойчивости заготовки в виде волнистости происходит в результате сжатия отгибаемой фланцевой части трубной заготовки тангенциальными напряжениями. Усилие раскатки и силы трения на поверхности контакта раскатного валка с заготовкой способствуют этому явлению, уменьшая значения угла β. Аналогичное, но не тождественное явление происходит при глубокой вытяжке без прижима фланца [7-8]. Это явление также называют волнообразием или выпучиванием, и оно хорошо изучено в процессах вытяжки [9-11], в том числе, применительно к анизотропному металлу [12].

Способами предотвращение потери устойчивости трубной заготовки в процессе торцевой раскатки являются снижение вертикального усилия деформирования в начальный момент раскатки путем уменьшения величин подачи раскатного валка, сил трения на контактной поверхности, инерционности пассивного валка, и применение приводного раскатного валка с возможностью изменения скорости его вращения

Определенный интерес представляет предсказание числа образующихся гофров по окружности фланца. В работах по исследованию процесса вытяжки эта задача пока не решена [13]. Часть фланца, в котором исследуется потеря устойчивости, можно представить как тонкую пластинку с двумя криволинейными границами (представляющими части окружностей), и двумя прямолинейными границами с заделкой по наружному диаметру (Рис. 5а). На эту пластинку действую сжимающие напряжения σ_θ, возрастающие от наружного края фланца к внутреннему. Близкой по форме и условиям нагружения к этой пластинке является прямоугольная пластинка (Рис. 5б), условия потери устойчивости которой, достаточно хорошо изучены [14]. При раскатке вся фланцевая часть в виде кольца находится под действием сжимающих заготовки тангенциальных напряжений. Пренебрегая кривизной этой части, можно рассматривать фланцевую часть как длинную пластинку с короткой стороной равной Н и длиной равной длине окружности фланца по средней линии на данной стадии раскатки $L = \pi (D+d)/2$,. Известно [15], что длинная пластинка при потере устойчивости разбивается полуволнами на части, близкие к квадратным (Рис. 5в). В рассматриваемом случае стороны квадратов равны Н. Это дает возможности определить количество волн п, образующихся при потере устойчивости фланца $n = \frac{L}{2H}$. Учитывая, что $d = D - 2H\cos\beta$ (Рис. 4a), получим что

$$n = \frac{\pi (D - H \cos \beta)}{2H}.$$
 (1)

Если в формулу (1) подставить значения из параметров изТабл. 1: D=120 мм, H=20 мм, и β =20 град, при которых при моделировании наблюдалось гофрообразование, то получится n=6,47. По Рис. 3б можно определить, что число гофров равно 6, что свидетельствует о достаточно точном расчетном определении числа образующихся гофров, несмотря на принятые допущения.



Рис. 5. Расчетная модель элемента фланца (а), пластинка с аналогичным напряженным состоянием и условиями нагружения (б), волновое изменение формы длинной пластинки при потере устойчивости (в)

Толщины стенки трубной заготовки (S) не оказывает существенного влияния на количество волн при потере устойчивости, пока предположение о том, что фланцевую часть можно рассматривать как тонкую пластинку. Это условие всегда выполняется для рассматриваемой технологии, т.к. раскатка с отбортовкой не применима к толстостенным трубам. Но увеличение толщины стенки при прочих равных условиях снижает величину сжимающих тангенциальных напряжений и тем самым снижает возможность гофрообразования.

Геометрические параметры заготовки оказывают большое влияние на процессгофрообразования. Такими параметрами являются S, H и D. Обычно оценивают влияние на процесс деформирования относительных параметров S/D, S/H. В данном исследовании возможно применение *π*теоремы для построения произвольной функции от безразмерных комбинаций[16], определяющих характер формоизменения, «даже если конкретный вид зависимости между исходными величинами (S, H, D или S/D неизвестен». B качестве такой и S/H) функции можно использоватьфункцию от отношения $\frac{DH}{SS}$, например $K = \frac{DH}{100SS}$, которая при реально возможных соотношениях S, H и D, может принимать значения от 1 до 20. При этом меньшие значения К характеризуют процессы, с большой вероятностью гофрообразования, а большие значения с малой вероятностью.

Следует заметить, что обычно тонкостенные трубы с отношением S/D = 0,01 - 0,05 изготавливают изгибом (сверткой) листа, с последующей сваркой. Поэтому дополнительными источниками потери устойчивости могут быть анизотропия исходного листа и сварной шов, даже несмотря на его качественное исполнение. При вытяжке этот процесс исследован и его процесса раскатки. основные выводы справедливы для Влияние кристаллографии структуры на гофрообразование сказывается потому, что она определяет значение и соотношение радиальных и тангенциальных напряжений, а, следовательно, и силы, вызывающие выпучивание, а также внутренние силы и моменты, препятствующие ему. Поэтому волнистость образуется в первую очередь в тех местах фланца, где действуют максимальные тангенциальные напряжения сжатия, т.е. там, где коэффициенты поперечной деформации в плоскости листа имеют минимальное значение, а значит, формируется впадина. Это влияние может на 10-15% увеличить относительную толщину или снизить ширину раскатываемых фланцев без гофрообразования.

Выводы

- При торцевой раскатке внутренних фланцевиз тонкостенных трубных заготовок наблюдается потеря устойчивости заготовки в виде гофроообразования, происходящая под действием сжимающих тангенциальных напряжений при отбортовке фланцевой части трубной заготовки.
- Возникновению волновой потери устойчивости трубных заготовок способствуют локальный контакт раскатного валка с заготовкой, увеличивающего значения сжимающих тангенциальных напряжений.
- Количество волн гофра, зависит от высоты выставленной части и диаметра заготовки, и угла наклона отгибаемой части заготовки к плоскости торца оправки
- Снижению возможности потери устойчивости трубных заготовок в процессе торцевой раскатки способствуют уменьшение величины раскатного трения на подачи валка, снижение контактной поверхности заготовкой, раскатного валка с уменьшение инерционности пассивного валка или применение приводного раскатного валка.
- Наличие пластической зоны в месте изгиба фланцевой части заготовки по радиусу оправки не влияет на процесс гофрообразования при раскатке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Аксенов Л.Б., Кункин С.Н., Елкин Н.М. Торцевая раскатка фланцевых деталей трубных соединений. «Металлообработка», научно-производственный журнал, №3 (63), 2011 г., стр. 31-36.
- [2] 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. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education". Cham, Switzerland, 2021, pp. 20-29.
- [3] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Potapov N.M. Axial rotary forging of inner flanges at thin wall tube blanks. Advances in Mechanical Engineering. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering book series (LNME).Cham, 2020. pp. 1-10.<u>https://doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1</u>
- [4] Л.П.Семёнова, А.А.Семёнов, А.Н.Пасько. Формообразование наружных утолщений на стенках трубчатых заготовок. Кузнечно-

штамповочное производство. Обработка материалов давлением, 2010, №9. С. 33-37.

- [5] 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.
- [6] Xinghui Han, Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method.Int J AdvManufTechnol (2012) 62, pp.1087–1106.
- [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. JournalofMetastableandNanocrystallineMaterials , 2019, Vol. 31, pp.16-21.
- [8] Кухарь В.Д., Яковлев С.С., Ремнев К.С. Влияние технологических параметров на образование складок при вытяжке осесимметричных деталей из анизотропного материала. Кузнечно-штамповочное производство, 2011, № 11, с. 3–10.
- [9] Логинов Ю. Н. Моделирование деформированного состояния круглой пластины при вытяжке / Ю. Н. Логинов, Б. И. Каменецкий, Г. И. Студенок // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2006. № 3. С. 26–28.
- [10] Яковлев С.С., Калашников А.Е. Устойчивости в виде гофров кольцевой пластины из анизотропного материала // Изв. ТулГУ. Сер. Технические науки. 2007. Вып. 2. С. 138-146.
- [11] С.П. Яковлев, А.Е. Калашников, С.С. Яковлев. Складкообразование анизотропной листовой заготовки при вытяжке. Известия ТулГУ. Технические науки. 2010. Вып. 1, с.78-88.
- [12] С.С. Яковлев, К.С. Ремнев. Складкообразование при вытяжке осесимметричныхдеталей из анизотропного материала. Известия высших учебных заведений. Машиностроение ,№9(654), 2014, с.39-46.
- [13] Banabic D., Barlat F., Cazacu O., Kuwabara T. Advances in anisotropy and formability // International Journal of Material Forming. 2010. Vol. 3.P.165-189.
- [14] Я.И.Ерисов. Компьютерное моделирование влияния кристаллографии структуры на гофрообразование при вытяжке. Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 18, № 4(6), 2016, с.1035-1038.
- [15] С.П.Тимошенко,Пластинкииоболочки,Гостехиздат,1948
- [16] Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. М.: Наука, 1971. 807 с.
- [17] Седов Л. И.Методы подобия и размерности в механике.—М.:Наука, 1981.— С.31.— 448с.

CORRUGATION OF THIN-WALL TUBE-BLANKS AT AXIAL ROTARY FORGING

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, ²JSC «NIIEFA», St.Petersburg, Russia

Abstract

The paper presents the results of a study of the process of axial rotary forging of internal flanges by flanging from thin-walled tubular blanks with a conical roll. A feature of the process is the possible loss of stability of the blank shape in the form of corrugation, which does not allow obtaining parts of the required geometry. On the basis of computer simulation, the reasons for the loss of stability of blanks during rotary forging are systematized, the kinematic characteristics of the machine and the geometric parameters of the tube-blanks that affect this process are determined.

Keywords: rotary forging, pipe blank, forming, corrugation, computer simulation

REFERENCES

- [1] AksenovL.B., KunkinS.N., ElkinN.M. Tortsevaya raskatka flantsevykh detalej trubnykh soedinenij. «Metalloobrabotka», Nauchno-proizvodstvennyj zhurnal, №3 (63), 2011 g., str. 31-36.
- [2] 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. Selected Contributions from the Conference "Modern Engineering: Science and Education". Cham, Switzerland, 2021, pp. 20-29.
- [3] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Potapov N.M. Axial rotary forging of inner flanges at thin wall tube blanks. Advances in Mechanical Engineering. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering book series (LNME).Cham, 2020. pp. 1-10.<u>https://doi.org/10.1007/978-3-030-39500-1</u>
- [4] L.P.Semyonova, A.A.Semyonov, A.N.Pasjko. Formoobrazovanie naruzhnihkh utoltheniyj na stenkakh trubchatihkh zagotovok. Kuznechnoshtampovochnoe proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem, 2010, №9. S. 33-37.
- [5] 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.

- [6] Xinghui Han, Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method.Int J AdvManufTechnol (2012) 62, pp.1087–1106.
- [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] Kukharj V.D., Yakovlev S.S., Remnev K.S. Vliyanie tekhnologicheskikh parametrov na obrazovanie skladok pri vihtyazhke osesimmetrichnihkh detaleyj iz anizotropnogo materiala. Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo, 2011, № 11, s. 3–10.
- [9] Loginov Yu. N. Modelirovanie deformirovannogo sostoyaniya krugloyj plastinih pri vihtyazhke / Yu. N. Loginov, B. I. Kameneckiyj, G. I. Studenok // Izvestiya vihsshikh uchebnihkh zavedeniyj. Chernaya metallurgiya. 2006. № 3. S. 26–28.
- [10] Yakovlev S.S., Kalashnikov A.E. Ustoyjchivosti v vide gofrov koljcevoyj plastinih iz anizotropnogo materiala // Izv. TulGU. Ser. Tekhnicheskie nauki. 2007. Vihp. 2. S. 138-146.
- [11] S.P. Yakovlev, A.E. Kalashnikov, S.S. Yakovlev. Skladkoobrazovanie anizotropnoyj listovoyj zagotovki pri vihtyazhke. Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki. 2010. Vihp. 1, s.78-88.
- [12] S.S. Yakovlev, K.S. Remnev. Skladkoobrazovanie pri vihtyazhke osesimmetrichnihkhdetaleyj iz anizotropnogo materiala. Izvestiya vihsshikh uchebnihkh zavedeniyj. Mashinostroenie, №9(654), 2014, s.39-46.
- [13] Banabic D., Barlat F., Cazacu O., Kuwabara T. Advances in anisotropy and formability // International Journal of Material Forming. 2010. Vol. 3.P.165-189.
- [14] Ya.I.Erisov. Kompjyuternoe modelirovanie vliyaniya kristallografii strukturih na gofroobrazovanie pri vihtyazhke. Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossiyjskoyj akademii nauk, t. 18, № 4(6), 2016, s.1035-1038.
- [15] S.P.Timoshenko, Plastinki i obolochki, Gostekhizdat, 1948
- [16] Timoshenko S.P. Ustoyjchivostj sterzhneyj, plastin i obolochek. M.: Nauka, 1971. 807 s.
- [17] Sedov L. I. Metodih podobiya i razmernosti v mekhanike. M.: Nauka, 1981.— S.31.— 448s

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.762.4.04 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-551

П.А. Кузнецов¹, Р.В. Кузнецов², К.В. Лепетан³

ПРЕСС-ФОРМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЭЛАСТОСТАТИЧЕСКОГО ПРЕССОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ПОРОШКОВ



¹Павел Алексеевич Кузнецов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург

Тел.: 8(812)552-9530, E-mail: pa-kuznetsov@yandex.ru ²Руслан Валерьевич Кузнецов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург



Тел.: 8(812)552-9530, E-mail:kuznetsov_rv@spbstu.ru. ³Кирилл Владимирович Лепетан, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург Тел.: 8(999)531-2831, E-mail: lepetan_k@mail.ru

Аннотация

В работе представлен анализ современного состояния применения технологии эластостатического прессования для изготовления деталей конструкционного назначения. Рассмотрены основные типы пресс-форм, которые могут применяться при квазиизостатическом, радиально- осевом и радиальном эластостатическом прессовании (ЭСП). Выделены основные виды оборудования, используемые при эластостатическом прессовании. Показана тенденция дальнейшего развития метода, заключающаяся в проектировании составных эластичных матриц с жесткими базовыми элементам и создании специализированных установок (эластостатов) для прессования конструкционных изделий сложной ступенчатой формы.

Ключевые слова: полиуретан, порошок, пресс-формы, эластостаты.

Введение

Изостатическое прессование порошковых материалов занимает достойное место среди других процессов изготовления деталей различного назначения и существенно расширяет технологические возможности процессов прессования порошковых материалов. Основное преимущество прессования _____ изостатического возможность создания В формообразующей среде равномерного давления, воздействующего на весь объем прессуемого порошка. Однако, специализированное оборудование гидро- и газостаты - сложны в изготовлении и эксплуатации и весьма дорогостоящи. [1, 2]. Применение в качестве подвижной среды полиуретанов снижает затраты на производство изделий из порошков, благодаря этому эластостатическое прессование (ЭСП) в наше время интенсивно развивается [3, 4, 5].

На рисунке 1 показаны основные принципиальные схемы пресс-форм для эластостатического прессования - квазиизостатического ЭСП, радиально–осевого ЭСП и радиального ЭСП.



Рис. 1 – Принципиальные схемы пресс-форм: а – для квазиизостатического ЭСП; б – для радиально–осевого ЭСП; в – для радиального ЭСП; 1 – верхний пуансон, 2 – жесткий контейнер, 3 – порошок, 4 – верхняя эластичная матрица, 5 – нижняя эластичная матрица, 6 – опора, 7 – нижний пуансон.

Усилие пресса Р через верхний пуансон 1 и нижний пуансон 7 передается на эластичные матрицы 4 и 5, которые создают квазиизостатическое давление в порошке 3, под действием которого порошок равномерно уплотняется. На рисунке 2 показаны примеры прессформ для прессования изделий типа «шар» и «цилиндр».



Рис. 2 – Принципиальные схемы пресс-форм для ЭСП изделий сплошной формы: а – для ЭСП изделий типа «шар» »: 1 – жесткий контейнер; 2 – эластичная матрица; 3 – пуансон; б – для ЭСП изделий типа «цилиндр»;1, 6 – верхний и нижний пуансоны; 2 – эластическая матрица; 3 – порошок; 4 – жесткий контейнер; 5 – обойма; 7 – вилка; 8 – ограничитель; 9 – пружина.

Реализация ЭСП изделий сравнительно простой формы возможна в универсальном оборудовании, например простой оснастке на на гидравлических прессах [5-7]. При этом эластостатическое прессование порошков в эластичных матрицах обеспечивает получение точных заготовок для последующей обработки, профилированных но не обеспечивает получение высокой точности и низкой шероховатости поверхности, необходимых при прессовании конструкционных готовых изделий. Для их получения требуется применение более сложных составных пресс-форм, содержащих как эластичные, так и жесткие элементы.

Методы

Анализ современного состояния применения технологии и оснастки эластостатического прессования деталей сложной формы для конструкционного назначения показывает, что тенденцией в их развитии являются создание составных пресс-форм с эластичными и жесткими применение для реализации элементами И процессов ЭСП специализированного оборудования [8-10].

В качестве примера на рис. 3 приведена схема опытно-промышленной пресс-формы для ЭСП стаканов из порошка [3]. Пресс-форма работает следующим образом. В зазор между оправкой 6 и разделительной втулкой 7 засыпают порошок 5, который покрывает и саму оправку 6. Сверху порошок закрывают эластичным вкладышем 4. На эластичный вкладыш помещают составной пуансон 1–3. Затем осуществляют прессование, при котором усилие пресса передается на боковые стенки стакана через втулку 3, эластичную матрицу 8 и разделительную втулку 7. На дно стакана давление передается через пуансон 2 и эластичный компенсирующий элемент 3.

После прессования спрессованный стакан извлекают вместе с основанием 10 и оправкой 6.

На рис.3б представлена схема пресс-формы для прессования втулок сложной ступенчатой формы. Жесткий контейнер 1 устанавливают на опору 3. В отверстие опоры вводят нижний пуансон 4 с входящей в его отверстие оправкой 5. Опору 3 с жестким контейнером 1 и нижний пуансон 4 с центральной оправкой 5 устанавливают на пружины 8 и основание 6. Полость между внутренней поверхностью опоры 3, оправки 5 и торцем нижнего пуансона 4 является камерой засыпки порошка 9 для прессуемого изделия. Порошок засыпают в указанную полость, рабочий объем обоймы замыкают пуансоном 7, через который передают на порошок усилие пресса Р и осуществляют процесс прессования.



Рис. 3 – Принципиальные схемы пресс-форм для ЭСП: а- стаканов: 1,
2 – составной пуансон; 3 – втулка; 4 – эластичный вкладыш; 5 – порошок;
6 – оправка; 7 – разделительная втулка; 8 – эластичная матрица; 9 – жесткий контейнер; 10 – основание; 6 — ступенчатых втулок; 1 – жесткий контейнер;
2 – эластичная матрица; 3 – жесткая пресс-форма-опора; 4 – нижний пуансон;
5 – оправка; 6 – основание; 7 – пуансон; 8 – пружина; 9 – прессовка.

Результаты

Необходимость расширения номенклатуры прессуемых изделий сложной формы из порошков, разработки новых пресс-форм для изготовления таких изделий вызывают необходимость эксплуатации и проектирования более сложного оборудования, чем стандартные универсальные гидравлические и механические прессы. В качестве примера рассмотрим специализированную установку на базе модернизированного гидравлического пресса, на котором можно реализовать схему радиального ЭСП в составной эластичной матрице.

На рисунке 4 представлена принципиальная схема разработанной установки [11]. Установка для ЭСП изделий из порошков содержит силовую раму, включающую основание 1 с установленными в нём колоннами 2, верхние торцы которых скреплены неподвижной плитой 3. Гидроцилиндр 4 закреплён в основании 1 и подключен к насосу установки. На колоннах 2 установлена подвижная траверса 5 для замыкания контейнера (возможный механизм перемещения – червячный редуктор и электродвигатель на чертеже не показаны). Нижняя неподвижная плита 6 с центральным сквозным отверстием для эластичной вставки 11 установлена над основанием 1 с зазором с помощью промежуточных опор 7. Зазор обеспечивает требуемый рабочий ход плунжера гидроцилиндра 4 и, соответственно, рабочий ход пуансона 8. В составной контейнер 9 вставлен составной эластичный формующий элемент, включающий стержень 10 и сменную эластичную втулку 12. Стержень 10 центрируется в опорной втулке 13. Эластичная вставка 11 расположена в отверстии нижней неподвижной плиты 6, примыкает к торцу стержня 10 и опирается на торец пуансона 8.

Камера 14 засыпки порошка образована пространством между сменной эластичной втулкой 12 и наружным слоем, прессованным при засыпке порошка в камеру 15 между составным контейнером 9 и сменной эластичной втулкой 12.

Установка работает следующим образом. В камеру 15 засыпки порошка наружного слоя контейнера 9, находящегося на позиции загрузки – выгрузки, засыпают дозированное количество прессуемого порошкового материала. Засыпку осуществляют, например, с помощью бункернозагрузочного устройства, снабженного дозатором (на чертеже не показано).

Контейнер 9 с порошком перемещают на позицию прессования к центру нижней плиты 6 таким образом, чтобы ось контейнера 9 и ось пуансона 8 совпали. Подвижную траверсу 5 опускают вниз и прижимают к контейнеру 9 с некоторым усилием, замыкая, таким образом, камеру засыпки 15 с порошком и верхнюю часть составного эластичного формующего элемента 10. При включении насоса установки и создании давления в силовом гидроцилиндре 4, плунжер гидроцилиндра 4 передаёт рабочее усилие через пуансон 8 и вставку 11 на стержень 10. Осадка стержня 10 приводит к радиальной раздаче сменной эластичной втулки 12 и, соответственно, к радиальному сжатию порошкового материала и к прессованию изделия. По окончании процесса прессования пуансон 8 и эластичные элементы 10,11,12 возвращаются в исходное состояние.



Рис. 4 – Принципиальная схема установки для изостатического прессования изделий из порошковых материалов: 1 – основание установки; 2 – направляющие колоны; 3 – верхняя неподвижная плита; 4 – плунжер гидроцилиндр; 5 – подвижная траверза; 6 – нижняя неподвижная плита; 7 – промежуточная опора; 8 – пуансон; 9 – составной контейнер; 10 – эластичный стержень; 11- эластичная вставка; 12- сменная эластичная втулка; 13- опорная втулка; 14 – камера засыпки для порошка внутреннего слоя; 15 – камера засыпки для порошка наружного слоя.

Подвижную траверсу 5 приподнимают на зазор, обеспечивающий свободное перемещение контейнера, а составной контейнер 9 с готовым изделием возвращают на позицию загрузки-выгрузки, на которой изделие извлекают.

Установка нижней плиты с помощью промежуточных опор над основанием с зазором, обеспечивает необходимый рабочий ход пуансона при прессовании и, соответственно, требуемую плотность изделия.

Производительность разработанной установки при снабжении ее устройством для автоматической засыпки порошка может составить 5-6 изделий в минуту.

Дальнейшим развитием технологии и оборудования для эластостатического прессования изделий из порошков является использование специализированного многоплунжерного оборудования. На рисунке 5 представлен вариант принципиальной схемы установки двустороннего ЭСП трубчатых изделий сложной формы [12].
Установка содержит жесткое основание 1 с установленными на нём колоннами 2, скрепленными верхней неподвижной плитой 3, силовой гидроцилиндр 4, закреплённый в жестком основании 1 и подключенный к насосу установки. На колоннах 2 установлена подвижная траверса 5 (возможный перемещения червячный механизм _ редуктор И электродвигатель на чертеже не показаны). Неподвижная нижняя плита 6 с центральным сквозным отверстием установлена над основанием 1 с зазором с помощью промежуточных опор 7, обеспечивающим требуемый ход плунжера силового гидроцилиндра 4 и, соответственно, рабочий ход штока 8. В контейнер 9 помещен составной формующий эластичный элемент, включающий верхнюю часть 10 и нижнюю часть 11. Контейнер установлен на нижней неподвижной плите 6 посредством опорной подвижной плиты 12, служащей для перемещения контейнера с позиции загрузки порошка на позицию прессования. Нижняя часть 11 формующего эластичного элемента, помещенного в контейнер 9, опирается на пуансон 13, закрепленный на 10 составного эластичного пуансонодержателе 14. Верхняя часть формующего элемента замкнута в контейнере 9 дополнительным пуансоном 15, который жестко соединен с пуансонодержателем 16. Пуансоны 13 и 15 центрируются друг относительно друга как по внутренней поверхности контейнера 9, так и, например, с помощью оправки 17, установленной в пуансоне 13 и имеющей возможность перемещаться относительно дополнительного пуансона 15.

Дополнительный силовой гидроцилиндр 18 установлен на подвижной траверсе 5 с помощью промежуточной опоры 19 соосно силовому гидроцилиндру 4 таким образом, чтобы его шток 20 проходил через центральное отверстие в подвижной траверсе 5. Прижим 21, закрепленный снизу на траверсе 5, служит для фиксации и центрирования контейнера 9. Объём и форма камеры засыпки порошка 22 образованы, в основном, верхней и нижней частями составного эластичного формующего элемента. Для изготовления порошковых изделий широкой номенклатуры можно использовать составные эластичные элементы самой разнообразной формы, фигурных втулок с внутренней ступенчатой например, в виде поверхностью. Для прессования нового изделия требуется замена только формующего элемента. эластичного Для повышения составного производительности установка может быть снабжена дополнительным установленным аналогичным контейнером, на подвижной плите контейнеру 9 таким образом, чтобы в момент симметрично основному нахождения одного из контейнеров на позиции прессования, другой находился на позиции соответствующей загрузки – выгрузки.

Установка работает следующим образом. В контейнер 9, находящийся на позиции загрузки – выгрузки, помещают составной формующий элемент и в камеру засыпки22 засыпают дозированное количество прессуемого порошкового материала. Засыпку осуществляют, например, с помощью бункерно-загрузочного устройства, снабженного дозатором (на чертеже не показан). Контейнер 9 с порошком на подвижной плите 12 перемещают на позицию прессования к центру нижней плиты 6 таким образом, чтобы ось контейнера 9 и ось пуансонов 13 и15 совпали. Подвижную траверсу 5 с прижимом 21 опускают вниз и прижимают к контейнеру 9 с некоторым усилием, замыкая, таким образом, камеру засыпки 22 с прессуемым порошком. При включении насоса установки и создании давления в силовом гидрогидроцилиндре 4 шток 8 передаёт рабочее усилие через пуансон 13 на нижнюю часть 11 составного эластичного формующего элемента.



Рис. 5 – Принципиальная схема установки для эластостатического прессования двустороннего действия: 1 — станина установки; 2 – направляющие колоны;
3 – верхняя неподвижная плита; 4 – плунжер гидроцилиндра; 5 – подвижная траверса;
6 – нижняя неподвижная плита; 7 – промежуточная опора; 8 – шток; 9 – контейнер;
10 – эластичный элемент верхний; 11 – эластичный элемент нижний; 12 – опорная подвижная плита; 13 – пуансон нижний; 14 – пуансонодержатель нижний; 15 – пуансон верхний; 16 – пуансонодержатель верхний; 17 – оправка; 18 – дополнительный силовой гидроцилиндр; 19 – промежуточная опора; 20 – плунжер гидроцилиндра;

Одновременно силовой гидроцилиндр 18 через шток 20 и дополнительный пуансон 15 сжимает с противоположной стороны эластичный формующий элемента10. Давление в силовых гидроцилиндрах плавно повышается до требуемого, и, таким образом, осуществляется двусторонняя осадка составного эластичного формующего элемента и, соответственно, двустороннее прессование порошкового материала. По окончании процесса прессования усилие плавно снижают, плунжеры и пуансоны возвращают в первоначальное положение. При этом как верхняя часть 10, так и нижняя часть 11 эластичного элемента независимо друг от друга плавно возвращаются в исходное состояние. После окончания процесса разгрузки спрессованное порошковое изделие остается на оправке 17. Подвижную траверсу 5 приподнимают на зазор, обеспечивающий свободное перемещение контейнера, который возвращают на позицию загрузки-выгрузки. Готовое изделие извлекают посредством выталкивателя (на чертеже не показан).

Обсуждение

Повышение качества машиностроительных изделий является наиболее важной задачей любого предприятия [14,15]. При переходе от мелкосерийного производства к серийному, а также при переходе производства от простых изделий к более сложным, вопросы качества становятся ещё более острыми. Для создания гарантированных условий получения качественной продукции необходимо реализовать целый комплекс мер, и среди них важное место занимают оснастка и оборудование, реализующие прогрессивные технологические процессы. Использование в конструкциях составных пресс-форм жестких элементов помогает получить поверхности, обладающие более высокой точностью. При последующей обработке такие поверхности можно использовать как базовые. В ряде случаев такие поверхности можно не обрабатывать, что уменьшает общую трудоёмкость изготовления деталей [16,17]. Важным фактором применения в ЭСП составных пресс-форм является возможность их использования на прессах-автоматах. Точные профилированные заготовки, полученные ЭСП, можно эффективно использовать в других прогрессивных процессах обработки давлением [19]. Наряду с созданием специализированных установок для ЭСП это значительно расширит область применения процесса и его эффективность.

Заключение

Эластостатическое прессование порошков является экономичным методом квазиизостатического прессования, реализуемым как на универсальных гидравлических прессах, так и на прессах-автоматах. Для

дальнейшего развития метода представляется целесообразным создание специализированных установок, реализующих эффективные схемы прессования и позволяющих получать точные профилированные заготовки и готовые детали.

Наиболее эффективной схемой эластостатического прессования можно считать радиальное прессование, при котором нагружение в направлении наименьшей толщины изделия обеспечивает получение в нём равномерного распределения плотности.

Дальнейшим совершенствованием метода и расширением номенклатуры получаемых изделий является проектирование и использование составных пресс-форм, в которых можно получать изделия сложной формы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Процессы изостатического прессования: (сборник статей)., под ред. П.Дж. Джеймса, пер. с англ., М.: Металлургия, 1990. 191 с.
- [2] Тимохова М.И. Квазиизостатическое прессование керамических изделий. Промышленность строительных материалов. Серия 5. Керамическая промышленность. Аналитический обзор. Выпуск 1. М., 1990.- 68 с.
- [3] К.К.Мертенс Прессование изделий из порошков подвижными средами /К.К.Мертенс, П.А.Кузнецов // «Металлообработка», научно-производственный журнал, №3(63). 2011. С.25 30.
- [4] M.I.Timokhova, "Industnal technology for the automated production of grinding balls by quasi-isostatic pressing", Refractories and Industrial Ceramics, 52, No,6,389-392 (2011).
- [5] M.I.Timokhova, Advantages of Quasi- Isostatic Pressing for Powder Materials, Refractories and Industrial Ceramics, 53, No 3. September, 147-150 (2012).
- [6] Pokorska, I. Modeling of powder metallurgy processes. 2017 Advanced Powder Technology 18(5), c. 503-539.
- [7] Lawley, A., Gummeson, P.U., Klar, E., Hanes, H.D., Lyle Jr., J.P. Powder metallurgy for high-performance applications. 2017
- [8] Jonsen, P., Haggblad, H.T., Gustafsson, G. Modelling the non-linear elastic behavior and fracture of metal powder compacts.-Powder Technology 284, p. 496-503. 2015.
- [9] Кислицын (Vasily D. Kislitsyn) В. Д.; Шадрин (Vladimir V. Shadrin) В. В.; Осоргина (Irina V. Osorgina) И. В.; Свистков, А. Л. Анализ механических свойств полиуретановых материалов, изготовленных по растворной и литьевой технологиям. Вест. ПГУ Физика 2020.
- [10] Яковлев, Станислав Николаевич. Расчет полиуретановых деталей, работающих на сжатие при статической нагрузке [Электронный

pecypc] = Calculation of polyurethane details which are working on shrinkage under static load / С.Н. Яковлев. — (Машиностроение). — Электрон. текстовые дан. (1 файл: 192 Кб) // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – Санкт-Петербург. – 2014

- [11] 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. Metal Science and Heat Treatment. 2015 Jan 1;56(9-10):542-7. DOI: 10.1007/s11041-015-9796-3
- [12] П.А. Кузнецов, Т.Т. Нгуен, Ф. А. Демчук .Патент на полезную модель РФ № 88604 от 14.07.2009, МПК В28В3/02. Установка для изостатического прессования изделий из порошковых материалов.
- [13] Патент № 88604 Российская Федерация. МПК В28В3/02, В28В7/10. Установка для изостатического прессования изделий из порошковых материалов / Кузнецов П. А., Демчук Ф. А., Нгуен Т. Т.; заявитель и правообладатель ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет». №. 2009127031/22, заявл. 14.07.2009; опубл. 20.11.2009.
- [14] Мертенс К. К., Кузнецов П. А. Перспективы применения и развития технологии эластостатического прессования порошковых материалов // Тр. Машиностроение / СПбГПУ. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. С. 41–49.
- [15] Любомудров С.А., Колодяжный Д.Ю., Орлов С.Г. Технологическое обеспечение качества машиностроительного производства. СПб: СПбПУ. 2020. 191 с.
- [16] P.A. Kuznetsov, T.T. Nguyen, M.D. Dinh. Technology pressure of layertube composite from metal powder in elastic surroundings // University of Danang- Vietnam. Journal of science, 2008.- № 5.- C. 10- 16.
- [17] 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. pp. 159-166.
- [18] Kuznetsov P. A., Kuznetsov R. V., Prostorova A. O., Tretyakov V. P., Technology of Bimetallic Products Forming Based on Sintered Inserts. Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2022, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. P. 180-186.
- [19] Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: materialy 8-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferentsii / Pod red. A.N.Evgrafova i A.A. Popovicha.- SPb.: POLITEKH-PRESS, pp. 674–684 (2019)

MOLDS AND TOOLING FOR ELASTOSTATIC PRESSING OF POWDER PARTS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article presents an analysis of the current state of usage an elastostatic pressing technology for manufacturing structural parts. The main types of molds that can be used in quasi-isostatic, radial-axial and radial elastostatic pressing (ESP) are considered. The main types of equipment using in elastostatic pressing technology are extracted. The tendency of further development of the method, which consists of the design of composite elastic molds with rigid outer base elements and the creation of specialized tooling (elastostats) for pressing structural parts having complicate stepped shape, is shown.

Keywords: polyurethane, powder materials, molds, elastostats.

REFERENCES

- [1] Processes of isostatic pressing: (collection of articles), ed. by P.J. James, translated from English, M.: Metallurgy, 1990. 191 p.(rus.)
- [2] Timokhova M.I. Quasi-static pressing of ceramic products. Industry of Building Materials. Series 5. Ceramic Industry. Analytical review. Issue 1. Moscow, 1990.- 68 p. (rus.)
- [3] K.K. Mertens Pressing products from powders by moving media / K.K. Mertens, P.A. Kuznetsov // "Metalworking", scientific and production journal, № 3 (63). - 2011. - Pp.25 - 30.
- [4] M.I.Timokhova, "Industnal technology for the automated production of grinding balls by quasi-isostatic pressing", Refractories and Industrial Ceramics, 52, No,6,389-392 (2011).
- [5] M.I.Timokhova, Advantages of Quasi- Isostatic Pressing for Powder Materials, Refractories and Industrial Ceramics, 53, No 3. September, 147-150 (2012).
- [6] Pokorska, I. Modeling of powder metallurgy processes. 2017 Advanced Powder Technology 18(5), c. 503-539.
- [7] Lawley, A., Gummeson, P.U., Klar, E., Hanes, H.D., Lyle Jr., J.P. Powder metallurgy for high-performance applications. 2017
- [8] Jonsen, P., Haggblad, H.T., Gustafsson, G. Modelling the non-linear elastic behavior and fracture of metal powder compacts.-Powder Technology 284, p. 496-503. 2015.

- [9] Kislitsyn (Vasily D. Kislitsyn) V. D.; Shadrin (Vladimir V. Shadrin) V. V.; Irina V. Osorgina, I. V.; Svistkov, A. L. Analysis of mechanical properties of polyurethane materials produced by mortar and casting technology. Vest. PSU Physics 2020.
- [10] Yakovlev, Stanislav Nikolaevich. Calculation of polyurethane details which are working on shrinkage under static load [Electronic resource] = Calculation of polyurethane details which are working on shrinkage under static load / S.N. Yakovlev. (Mechanical engineering). Electronic text data. (1 file: 192 Kb) // Scientific and Technical Bulletin SPbSPU. St. Petersburg. 2014
- [11] 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. Metal Science and Heat Treatment. 2015 Jan 1;56(9-10):542-7. DOI: 10.1007/s11041-015-9796-3
- [12] P.A. Kuznetsov, T.T. Nguyen, F.A. Demchuk, RF utility model patent No. 88604, 14.07.2009, IPC B28B3/02. Installation for isostatic pressing of articles from powder materials (rus.)
- [13] Patent № 88604 Russian Federation. MICR. IN28B3/02, IN28B7/10. Installation for isostatic pressing of articles from powder materials / Kuznetsov P.A., Demchuk F.A., Nguyen T.T.; applicant and copyright holder GOU VPO "Saint-Petersburg State Polytechnic University". №. 2009127031/22, application form. 14.07.2009; publ. 20.11.2009. (rus.)
- [14] Mertens K.K., Kuznetsov P.A. Prospects of use and development of technology of elastostatic pressing of powder materials // Proc. Mashinostroenie / SPbGPU. St. Petersburg: Polytechnical University Publisher, 2007. C. 41-49. (rus.)
- [15] Lyubomudrov S.A., Kolodyazhny D.Y., Orlov S.G. Technological Quality Assurance of Machine-Building Production. SPb: SPbPU. 2020. 191 c. (rus.)
- [16] P.A. Kuznetsov, T.T. Nguyen, M.D. Dinh. Technology pressure of layer-tube composite from metal powder in elastic surroundings // University of Danang-Vietnam. Journal of science, 2008. 10- 16. (rus.)
- [17] 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. pp. 159-166.
- [18] Kuznetsov P. A., Kuznetsov R. V., Prostorova A. O., Tretyakov V. P., Technology of Bimetallic Products Forming Based on Sintered Inserts. Advances in Mechanical Engineering. MMESE 2022, Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. P. 180-186.
- [19] Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: materialy 8-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferentsii / Pod red. A.N.Evgrafova i A.A. Popovicha.- SPb.: POLITEKH-PRESS, pp. 674–684 (2019)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.983.044 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-552

В.С. Мамутов¹, А.В. Мамутов², К.С. Арсентьева¹, И.В. Калатозишвили¹

КАВИТАЦИЯ ВОДЫ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКЕ

¹Мамутов Вячеслав Сабайдинович, д.т.н., проф. Санкт–Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт–Петербург Тел.: (812)552–9530, E–mail: mamutov_vs@spbstu.ru. ²Мамутов Александр Вячеславович, к.т.н. НТЦ «АПМ», Россия, г. Королев, Московская область Тел. 7 (495) 120-58-10, E–mail: a.mamutov@apm.ru.



¹Ксения Сергеевна Арсентьева, к.т.н., доцент Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7(812)552-9530, E-mail: xenia.ars@gmail.com ¹Калатозишвили Иван Васильевич, аспирант Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7(812)552-9530, E-mail: ivank300@gmail.com

Аннотация

Рассмотрено влияние кавитационных эффектов В воде при электрогидроимпульсной штамповке. Показано влияние кавитации в рабочей жидкости на внутреннюю поверхность разрядной камеры и ее разрушение. Разработана одномерная модель пузырьковой жидкости, позволяющая оценить изменение параметров импульса давления при прохождении приграничного к стенке камеры слоя пузырьков разной Решение осуществлялось дифференциальнопористости. задачи 464

разностным методом, с численной реализацией на языке C++. Корректность модели проверена сравнением с тестовым расчетом аналогичной задачи для однородной сжимаемой жидкости, моделируемой в комплексе LS-DYNA 971. Показано, что слой пузырьковой жидкости позволяет в условиях электрогидроимпульсной штамповки почти в два раза увеличить амплитуду давления.

Ключевые слова: Электрогидроимпульсная штамповка, кавитационные эффекты, пузырьковая жидкость, одномерная сферическая модель, оценка корректности, слой пузырьковой жидкости, увеличение амплитуды давления

Введение

Электрогидроимпульсная штамповка (ЭГИШ), использующая высоковольтный разряд в жидкости в качестве источника высокого получила широкое машиностроении давления, применение В для изготовления сложных точных деталей из листовых и трубных заготовок [1]. В настоящее время процессы ЭГИШ достаточно широко применяются и исследуются в странах с высокоразвитым машиностроением [2-4]. На преобразование электрической энергии заряда конденсаторной батареи в энергию пластического деформирования заготовки при нелинейности процессов преобразования влияет большое число факторов. Пэтому для создания эффективных технологий и устройств ЭГИШ требуются весьма моделирование. сложное компьютерное Возможность адекватного компьютерного моделирования появилась только с появлением таких универсальных конечно-элементных комплексов, как LS-DYNA [5]. При этом комплекс LS-DYNA сначала применялся для моделирования ЭГИШ при упрощенной геометрии камеры [6-8], а позже учитывалась реальная геометрия электродной системы и другие особенности процесса [9,10]. В работе [11] моделировалась комплексная задача с учетом переходных электрических процессов в разрядном контуре.

В указанных выше работах [9-11] предполагалось, что разрыв воды при ее кавитации происходит вблизи значения отрицательного давления 0.1 МПа. Теоретически вода может выдерживать отрицательные давления до 1000 МПа, но на практике в условиях статических испытаний даже в чистой фильтрованной воде кавитация наступает при отрицательных давлениях уже в 30 МПа [12]. Исследования при импульсном растяжении показали, что прочность воды может достигать 46 МПа [13]. Обычно в технике кавитацию рассматривают в связи с разрушением поверхности изделий, происходящим при схлопывании пузырьков [14]. Однако применительно к ЭГИШ подобных исследований не проводилось.

Движение заготовки при формообразующих операциях ЭГИШ создает в жидкости вблизи поверхности заготовки отрицательное давление, которое может приводить к кавитации. Такой вариант исследован в работе [15]. Расчеты производились на примере конкретной «податливой» заготовки в пределах отрицательного давления воды, при котором возможна ее кавитация – от 0.1 МПа до 40 МПа. Результаты расчетов показали незначительную разницу по параметрам деформированного состояния заготовки и ее формоизменения при значительном отличии импульсного давления на поверхности заготовки. Это можно объяснить преимущественным влиянием гидропотока на деформацию «податливой» заготовки [1]. Однако, с точки зрения некоторых технологических задач, например, калибровки, также прогнозирования стойкости a технологической амплитуда оснастки важным является импульса давления. Поэтому целью данной работы являлась оценка эффектов кавитации в воде на изменение амплитуды давления в условиях ЭГИШ.

Методы

Пример разрушения разрядной камеры (1, *a*) при ЭГИШ показан на рис. 1, *б*. Камера выполнена литьем из коррозионностойкой стали 20Х13Л. До разрушения деталь выдержала примерно $5 \cdot 10^5$ разрядных циклов. Усталостному характеру разрушения способствует эрозия поверхности металла, которая создает локальные очаги концентрации напряжений. В данном случае трещина (рис. 1, б, Р1) была вызвана дополнительными напряжениями в сварочном шве, когда было заварено одно из боковых отверстий для электродов. Однако развитие другой трещины (рис. 1, б, Р2) возникает также в месте, где сварочных напряжений нет.



Рис. 1. Разрядная трех-электродная камера: *а*) эскиз: *1* – корпус, *2* – корпуса электродов; *b*) разрушение камеры вследствие кавитации

Расчеты давления в разрядной камере с использованием комплекса LS-DYNA [9, 15] учитывают эффект кавитации жидкости приближенно. Кроме того, слой пузырьковой жидкости может быть создан искусственно электрического ЛО момента разряда с целью интенсификации процесса. Поэтому является создание технологического важным компьютерной модели и оценка влияния слоя пузырьковой жидкости на изменение параметров волны сжатия в условиях ЭГИШ. Взаимодействие ударной волны и пузырькового слоя происходит в начальный момент прихода давления к стенке камеры, когда отраженные волны не влияют на такое взаимодействие. Поэтому задачу можно рассмотреть в одномерной сферической постановке при расширении плазменного канала в жидкости, ограниченной жесткой стенкой (рис.2). При этом рассмотрены две модели: модель на основе КЭ комплекса LS-DYNA для жидкости без пузырьков и модель со слоем пузырьковой жидкости [16].



Рис. 2. Сферическая модель электрогидроимпульсного разряда: 1 – плазменная полость канала разряда, 2 – сплошная жидкость, 3 – пузырьковая жидкость, 4 – жесткая стенка

Компьютерная модель пузырьковой жидкости

Разработка оригинальной компьютерной модели осуществляется в следующей постановке [16]. Уравнение движения

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\nabla p, \quad \vec{v} = \frac{d\vec{x}}{dt}, \tag{1}$$

где ρ , p – плотность и давление жидкости, \vec{x} , \vec{v} – радиус-вектор и вектор скорости частиц жидкости.

Уравнение состояния газовых пузырьков жидкости задается в виде адиабаты Пуассона-Тэта

$$\rho = \rho_0 \left[1 - \lambda (p - p_0) + \beta (p_0 / p)^{1/\gamma} \right]^{-1}, \qquad (2)$$

где

$$\lambda = \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial p} \cong 1/(2350 \,\text{MPa}), \qquad (3)$$

где ρ_0 – начальная плотность жидкости, p_0 – барометрическое давление, β – пористость пузырьковой жидкости, $\gamma = 1.4$ соотношение для газовой адиабаты для пузырьков.

Уравнение состояния жидкости без пузырьков задается в виде адиабаты Тэта

$$p = p_o + B[(\rho/\rho_o)^m - 1],$$
 (4)

где параметры адиабаты для чистой воды: $\rho_0 = 1000 \ \kappa c/m^3$, $B = 304.7 \ M\Pi a$, m = 7.15.

Уравнение (2) соответствует уравнению (4), если уравнение (4) линеаризовано, а пористость отсутствует ($\beta = 0$).

Для определения граничного условия на границе жидкости и плазменной полости учитывается уравнение баланса энергии, вводимой в канал разряда

$$(\gamma - 1)N(t) = V_k \frac{dp_k}{dt} + \gamma p_k \frac{dV_k}{dt}, \qquad (5)$$

$$N = dE/dt, (6)$$

где $\gamma = 1.26$ – величина показателя для плазмы, полученной из чистой воды, V_k и p_k – объем и давление канала разряда, E – электрическая энергия вводимая в канал, N – мощность энергии в канале.

Компьютерная модель одномерной сферической гидромеханики пузырьковой жидкости

Уравнение движения в лагранжевой форме имеет вид

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \mathbf{t}} = -\frac{1}{\rho_0} \left[\frac{\mathbf{R}(\mathbf{r}, \mathbf{t})}{\mathbf{r}} \right]^2 \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{r}},\tag{7}$$

$$u = \frac{\partial R}{\partial r},\tag{8}$$

где *и* – скорость, *R* – эйлерова координата, *r* – лагранжева координата, *p* – давление ρ – начальная плотность жидкости.

Плотность в постановке Лагранжа на j+1 временном слое (рис. 2)

$$\rho_{i+1/2}^{j+1} = -\beta \rho_0 \frac{(\mathbf{r}_{i+1})^3 - (\mathbf{r}_i)^3}{(\mathbf{R}_{i+1}^{j+1})^3 - (\mathbf{R}_i^{j+1})^3}.$$
(9)

Граничное условие при $r = R_{10}$, определяется соотношением (5) ввиду сферической формы объема V_k , и при $r = R_{20}$:

$$R = R_{20}, u = 0.$$

Здесь R_{10} – радиус плазменного канала, R_{20} – радиус жесткой стенки камеры (рис. 2). Предполагается, что плотность воды в промежутке 468

 $r \in [R_{10}, R_{20}]$ определяется плотностью сплошной жидкости, а в промежутке $r \in [R_{10}, R_{20} - b]$, в слое пористой жидкости определяется уровнем пористости β .

Начальные условия (t = 0):

u(r, 0) = 0, R(r, 0) = r, $p(r, 0) = p_0.$

Компьютерное моделирование и верификация модели пузырьковой жидкости

Численный расчет гидромеханики сжимаемой пузырьковой жидкости (5) – (8) с указанными выше граничными и начальными условиями осуществлялся дифференциально-разностным методом [17]. Описание алгоритма численного расчета представлено в работе [18]. Использовался язык программирования С++. При этом принималась система размерностей: *мм*, *с* и *кг*. Линеаризованная адиабата Тэта использовалась в виде

$$p = p_0 + (\frac{\rho - \rho_0}{\rho}) K , \qquad (10)$$

где модуль объемного сжатия $K = 1/\lambda = 2.35 \cdot 10^6 \kappa c/(MM \cdot c^2)$, начальное давление $p_0 = 100 \kappa c/(MM \cdot c^2)$, начальная плотность $\rho_0 = 1 \cdot 10^{-6} \kappa c/MM^3$. Также при верификации было использовано условие: $\beta = 0$. Функция мощности задавалась зависимостью

$$N = N_0 \cdot sin(\pi \cdot t/T_0), t < T_0,$$

 $N = 0, t \ge T_0,$

в которой величины периода и начальной мощности: $T_0 = 50$ мкс и $N_0 = 4.9 \cdot 10^{13}$ кг·мм²/с³. Начальный радиус канала разряда и радиус жесткой стенки принимались: $R_{10} = 5$ мм, $R_{20} = 50$ мм. Для пузырьковой жидкости число разбиений этого промежутка по лагранжевой координате составляло 200.

Результаты

Для верификации разработанной модели пузырьковой жидкости задача решалась двумя методами. Первый – с использованием комплекса LS-DYNA для идеальной сжимаемой жидкости *MAT_ELASTIC_FLUID*, в которой зависимость между давлением и плотностью имеет вид

 $p = -K \cdot \ln(\rho_0 / \rho),$

где ρ – плотность воды, $\rho_0 = 10^{-9} \kappa c/mm^3$ – начальная плотность, $K \cong 2.35 \cdot 10^6 \, \mathrm{kr}/(\mathrm{mm \cdot c^2}) = 2.35 \cdot 10^9 \, \mathrm{\Pi a}$ – модуль объемного сжатия. Жесткая стенка камеры моделировались как *MAT_RIGID*. В качестве модели

материала для плазменного канала использовалась модель *MAT_NULL*, определяющая начальную плотность плазмы совместно с уравнением состояния *EOS_LINEAR_POLYNOMIAL_WITH_ENERGY_LEAK*, определяемым уравнением баланса энергии (5, 6).

Второй метод – с использованием разработанной компьютерной модели пузырьковой жидкости. Сравнение результатов расчета задачи при условии: $\beta = 0$ в слое пузырьковой жидкости, прилегающей к стенке камеры, представлено на рис. 3. Для перевода размерности давления в систему СИ следует иметь в виду, что 1 кг/(мм·c²) = 10³ Па. Время на графиках в секундах.



Рис. 3. Сравнение численных решений: *a*) LS-DYNA; *b*) модель пузырьковой жидкости

Сравнивая результаты расчетов, можно отметить, что разница амплитуды давления на жесткой преграде для обоих вариантов расчета не превышает (5...10)%. Это делает корректным применение модели пузырьковой жидкости для дальнейшего анализа.

Выполнено исследование влияния слоя пористой жидкости вблизи жесткой стенки камеры на изменение давления в ударной волне, идущей от расширяющегося плазменного канала к жесткой стенке камеры. При этом жидкость во всем объеме имела начальную плотность с пористостью $\beta = 0$, за исключением слоя толщиной b = 10 мм, прилегающего к жесткой границе. Пористость в этом слое жидкости варьировалась в пределах: $\beta \in [0.1, 0.8]$ (рис. 4). Видно, что с уменьшением пористости уменьшается длительность давления на стенке камеры и увеличивается его амплитуда. Следует отметить, что меняется не только давление на жесткой стенке, но также изменяется давление в канале разряда.



Рис. 4. Влияние пористости слоя пузырьковой жидкости на импульс давления: 1 – давление плазмы в канале разряда, 2 – давление на жесткой преграде

Обсуждение

Анализируя влияние пористости слоя жидкости на давление вблизи жесткой преграды, можно отметить, что уменьшение пористости приводит к росту амплитуды давления и уменьшению длительности импульса по сравнению со случаем жидкости без такого слоя. Можно отметить изменение исходной формы волны сжатия и увеличение амплитуды давления почти в два раза при прохождении пузырькового слоя. Для большинства технологических операций с незначительной податливостью заготовки, например для калибрующих операций, увеличение амплитуды давления приводит к увеличению эффективности операции. Учет полученных результатов создания более может стать основой эффективные технологических процессов ЭГИШ.

Заключение

Показаны некоторые эффекты кавитации воды при ЭГИШ, приводящие к разрушению технологической оснастки. Разработана 471

компьютерная модель пузырьковой сжимаемой жидкости в одномерной сферической постановке. Модель реализована в виде программы на языке C++. Установлено изменение исходной формы волны сжатия и увеличение амплитуды давления почти в два раза при прохождении пузырькового слоя, что при соответствующей технической реализации может существенно увеличить технологические возможности процессов ЭГИШ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Чачин В.Н. Электрогидроимпульсная обработка машиностроительных материалов. Минск: Наука и техника, 1978. 184 с.
- [2] Rohatgi A., Stephens E.V., Davies R.W., Smith M.T., Soulami A., Ahzi S. Electro-hydraulic forming of sheet metals: Free-forming vs. conical-die forming. Journal of Materials Processing Technology, 2012, Vol. 212, No.5, pp. 1070–1079.
- [3] Тараненко М.Е. Электрогидравлическая штамповка: теория, оборудование, техпроцессы. Харьков: ХАИ, 2011. 272 с.
- [4] Здор Г.Н., Исаевич Л.А., Качанов И.В. Технологии высокоскоростного деформирования металлов. Минск: БНТУ, 2010. 456 с.
- [5] Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation: Livermore, CA, 2006, 498 p.
- [6] Aashish Rohatgi, Elizabeth V. Stephens, Richard W. Davies, Mark T. Smith, Ayoub Soulami, Said Ahzi. Electro-hydraulic forming of sheet metals: Free-forming vs. conical-die forming. Journal of Materials Processing Technology, 2012, vol. 212 pp. 1070–1079.
- [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, 914-926.
- [8] Мамутов В. С., Арсентьева К.С. Электрогидроимпульсная вытяжка в закрытую матрицу с плоским дном при различных параметрах нагружения заготовки. Сб. «Современное машиностроение: наука и образование MMESE-2018», материалы 7-й Международной научнопрактической конференции. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018, с. 569-579.
- [9] Mamutov A.V., Golovashchenko S.F., Mamutov V.S., Bonnen J.F. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts. Journal of Materials Processing Technology, 2015, vol. 219, pp. 84–100.
- [10] Zhang, F., Zhang, J., He, K., and Hang, Z., 2018. Application of Electrohydraulic Forming (EHF) Process with Simple Dies in Sheet Metal

Forming. Proceeding of the International Conference on Information and Automation, Wuyi Mountain, China, August 2018, p.401-405.

- [11] Viacheslav S. Mamutov, Gennady N. Zdor. Mechanics of loading and deforming of thin-sheet blank at electro-hydraulic forming. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.), Vol. 11, n. 5, 2017, p. 332-336.
- [12] Пирсол И. Кавитация. М.: Мир, 1975. 95 с.
- [13] Богач А.А., Уткин А.В. Прочность воды при импульсном растяжении // Прикладная механика и техническая физика. 2000. Т.41, №4. С. 198– 205.
- [14] Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей. М:, Л: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1951. 108 с.
- [15] Мамутов В.С., Мамутов А.В., Курятников А.А. Компьютерное моделирование электрогидроимпульсной тонколистовой формовки с учетом давления разрыва воды. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. №2, 2016, с. 153-162.
- [16] Галиев Ш.У. Нелинейные волны в ограниченных сплошных средах. Киев: Наук. Думка, 1988, 264 с.
- [17] Рихтмайер Р., Мортон К. Разностные методы решения краевых задач. М.: Мир, 1972, 420 с.
- [18] Мамутов В.С. Взаимодействие волны сжатия со слоем кавитированной воды при электрогидроимпульсной обработке. XXVI Международная конференция «Математическое и компьютерное моделирование в механике деформируемых сред и конструкций». 28 – 30 сентября 2015, Санкт-Петербург, Россия, с. 205-206

V.S.Mamutov¹, A.V. Mamutov², X.S.Arsentyeva¹, I.V. Kalatozishvili¹,

WATER CAVITATION DURING ELECTROHYDRO-PULSED STAMPING

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia; ² STC "APM", Korolev, Russia.

Abstract

The influence of cavitation effects during electrohydropulse stamping is considered. The effect of cavitation in the working fluid on the inner surface of the discharge chamber and its destruction is shown. A one-dimensional model of bubbly liquid has been developed that makes it possible to estimate the change in the pressure pulse parameters in the presence of a layer of bubbles of different porosity near the chamber wall. The problem was solved by the finite differnce method, with a numerical implementation in C++. The correctness of the model was verified by comparison with the test calculation of a similar problem for a homogeneous compressible fluid, modeled in the LS-DYNA 971 complex. It is shown that a layer of bubbly liquid makes it possible to almost double the pressure amplitude under the conditions of electrohydropulse stamping.

Key words: electrohydropulse stamping, cavitation effects, bubbly liquid, one-dimensional spherical model, correctness assessment, bubbly liquid layer, increase in pressure amplitude

REFERENCES

- [1] Chachin V.N. Electrohydropulse processing of engineering materials. Minsk: Science and technology, 1978. 184 p. (rus)
- [2] Rohatgi A., Stephens E.V., Davies R.W., Smith M.T., Soulami A., Ahzi S. Electro-hydraulic forming of sheet metals: Free-forming vs. conical-die forming. Journal of Materials Processing Technology, 2012, Vol. 212, No.5, pp. 1070–1079.
- [3] Taranenko M.E. Electrohydraulic stamping: theory, equipment, technical processes. Kharkiv: KhAI, 2011. 272 p. (rus)
- [4] Zdor G.N., Isaevich L.A., Kachanov I.V. Technologies of high-speed deformation of metals. Minsk: BNTU, 2010. 456 p. (rus)
- [5] Hallquist J.O. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation: Livermore, CA, 2006, 498 p.
- [6] Aashish Rohatgi, Elizabeth V. Stephens, Richard W. Davies, Mark T. Smith, Ayoub Soulami, Said Ahzi. Electro-hydraulic forming of sheet metals: Free-forming vs. conical-die forming. Journal of Materials Processing Technology, 2012, vol. 212 pp. 1070–1079.
- [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] Mamutov V.S., Arsent'eva K.S. Electrohydropulse drawing into a closed die with a flat bottom at various loading parameters of the workpiece. Sat. "Modern mechanical engineering: science and education MMESE-2018", materials of the 7th International Scientific and Practical Conference. St. Petersburg: Publishing house of Politekhn. un-ta, 2018, p. 569-579. (rus)
- [9] Mamutov A.V., Golovashchenko S.F., Mamutov V.S., Bonnen J.F. Modeling of electrohydraulic forming of sheet metal parts. Journal of Materials Processing Technology, 2015, vol. 219, pp. 84–100.

- [10] Zhang, F., Zhang, J., He, K., and Hang, Z., 2018. Application of Electrohydraulic Forming (EHF) Process with Simple Dies in Sheet Metal Forming. Proceeding of the International Conference on Information and Automation, Wuyi Mountain, China, August 2018, pp.401-405.
- [11] Viacheslav S. Mamutov, Gennady N. Zdor. Mechanics of loading and deforming of thin-sheet blank at electro-hydraulic forming. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.), Vol. 11, n. 5, 2017, pp. 332-336.
- [12] Pirsol I. Cavitation. M.: Mir, 1975. 95 p. (rus)
- [13] Bogach A.A., Utkin A.V. Strength of water under impulse tension // Applied mechanics and technical physics. 2000. V.41, No. 4. pp. 198–205. (rus)
- [14] Kornfeld M. Elasticity and strength of liquids. M:, L: State publishing house of technical and theoretical literature, 1951. 108 p. (rus)
- [15] Mamutov V.S., Mamutov A.V., Kuryatnikov A.A. Computer simulation of electrohydropulse thin-sheet molding taking into account water burst pressure. Scientific and technical statements of the St. Petersburg State Polytechnic University. No. 2, 2016, pp. 153-162. (rus)
- [16] Galiev Sh.U. Nonlinear waves in bounded continuous media. Kyiv: Nauk. Dumka, 1988, 264 p. (rus)
- [17] Richtmyer R., Morton K. Difference methods for solving boundary value problems. Moscow: Mir, 1972, 420 p. (rus)
- [18] Mamutov V.S. Interaction of a compression wave with a layer of cavitated water during electrohydropulse processing. XXVI International Conference "Mathematical and computer modeling in the mechanics of deformable media and structures". September 28 – 30, 2015, St. Petersburg, Russia, pp. 205-206. (rus)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.793 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-553

А.А. Ковалев¹, Н.В. Рогов²

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПРОЦЕССА ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ ПОКРЫТИЙ НА ВНУТРЕННИЕ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ



¹Артем Александрович Ковалев, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана Россия, Москва Тел.: (910)445-0210, E-mail: <u>kovalevartem@bmstu.ru</u>. ²Николай Вадимович Рогов, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана Россия, Москва Тел.: (968)852-6721, E-mail:rogovnv@student.bmstu.ru.

Аннотация

Рассмотрены основные технологические задачи, связанные С нанесением и механической обработкой газотермических покрытий. Отмечена актуальность проблемы обеспечения равномерности нанесения газотермических покрытий на внутренние сложнопрофильные поверхности деталей. Разработана модель оценки распределения толщины газотермического покрытия в зависимости от параметров потока напыляемого материала. Проведена верификация разработанной модели.

Ключевые слова: газотермическое напыление, кинематика газотермического напыления, сложнопрофильная поверхность детали, математическое моделирование, нормальное распределение.

Введение

Функциональные покрытия, полученные газотермическими методами, применяются во многих отраслях машиностроения и позволяют обеспечить широкий спектр эксплуатационно-технических характеристик

деталей, усталостную прочность, жаропрочность, например, стойкость Это износостойкость, коррозионную И др. возможно посредством выбора различных комбинаций материалов покрытий и нанесения [1 10]. Таким метолов ИХ _ образом, применение газотермических покрытий обеспечивает высокую гибкость с точки зрения формирования физико-механических свойств материала поверхностного Это преимущество обеспечивает актуальность слоя деталей. использования газотермических методов нанесения покрытий для деталей машин, которые изготавливаются в условиях многономенклатурного мелкосерийного или опытного производства.

Формирование газотермических покрытий сопряжено с решением ряда технологических задач. Прежде всего, это задачи, связанные с последующей механической обработкой покрытий. Напылённый слой обладает высокой пористостью и шероховатостью, а также является достаточно хрупким. На производстве в качестве последующей механической обработки чаще всего применяют шлифование. Данный технологический метод обеспечивает наиболее стабильные результаты [11] с учётом исходного состояния поверхности покрытия после напыления – оно имеет сравнительно небольшую толщину (до 0,5 мм) и высокую твёрдость (для износостойких покрытий порядка 60 HRC).

Изначально газотермические методы широко использовались для поверхности покрытий наружные плоских нанесения на И цилиндрических деталей. В настоящее время в связи с ужесточением требований к эксплуатационно-техническим характеристикам изделий появляется необходимость увеличивать стойкость к внешним воздействующим факторам в том числе внутренних сложнопрофильных поверхностей деталей. При этом возникает ряд трудностей как на этапе нанесения износостойких покрытий, так и при их последующем координатном шлифовании. Особенности кинематики напыления не равномерный сложнопрофильные позволяют наносить слой на поверхности – это связано с постоянно изменяющейся дистанцией напыления, от которой зависит толщина наносимого покрытия [12, 13]. В результате сформированное покрытие может иметь существенные отклонения от номинального профиля. Кроме того, его нанесение не может проводиться по нормали к внутренней поверхности, в результате чего дополнительные геометрические также появляются отклонения И снижаются физико-механические свойства материала покрытия.

Существенные отклонения поверхности покрытия от номинального профиля после напыления оказывают негативное влияние на качество механической обработки, т. к. в этом случае глубина резания при координатном шлифовании является непостоянной величиной, что может вызвать в поверхностном слое покрытия внутренние напряжения и

привести к сколам покрытия как при механической обработке, так и при дальнейшей эксплуатации изделия.

В связи с этим, актуальна минимизация неравномерности толщины покрытия на этапе его нанесения посредством выбора режимов напыления. Для решения данной задачи необходимо разработать модель оценки геометрических параметров покрытия в процессе его нанесения с учётом технологических режимов операции газотермического напыления.

Цель работы. Разработка математической модели, позволяющей оценивать равномерность геометрии покрытий, наносимых методом газотермического напыления на внутренние сложнопрофильные поверхности деталей машин.

Задачи.

1. Разработать математическую модель оценки распределения толщины газотермического покрытия, сформированного на внутренней сложнопрофильной поверхности детали, на основании кинематических параметров напыления.

2. Провести верификацию разработанной модели на примере оценки неравномерности толщины слоя покрытия, наносимого на внутреннюю сложнопрофильную поверхность детали, представляющую эпитрохоиду.

Методы

В рамках модели рассматриваются два объекта: распылитель и заготовка. Модель распылителя представляет собой поток частиц в форме усечённого конуса. Внутри этого конуса задана функция плотности распределения частиц в потоке. Модель заготовки представляет собой внутреннюю поверхность, на которую наносится покрытие. Поверхность образована массивом точек с заданным шагом в каждом направлении.

Формализованная постановка задачи предполагает в качестве исходных данных параметры, перечень которых приведён в таблице 1.

Каждый из объектов модели (заготовка и распылитель) имеют свою систему координат (СК). СК заготовки присвоен индекс 1, а СК распылителя – индекс 2. Координаты в абсолютной СК обозначаются без индекса.

На рис. 1 приведён частный случай, когда движение заготовки представляет вращение вокруг оси 0Х абсолютной СК – такое движение определяется только углом α поворота СК заготовки. Это показано на рис.1, *а*. В общем случае могут присутствовать и иные составляющие движения, однако при нанесении покрытия на внутреннюю цилиндрическую поверхность чаще всего применяется именно такая кинематика.

Обозначение параметра	Описание
	Заготовка
$y_1(k), z_1(k)$	Заданные в параметрической форме координаты напыляемой поверхности заготовки в СК заготовки
L	Длина поверхности напыления (толщина заготовки)
$S_1(t)$	Закон движения СК заготовки относительно абсолютной СК
п	Число точек сетки вдоль поперечного сечения напыляемой поверхности заготовки (в плоскости y0z)
	Распылитель
β	Угол напыления
20	Угол конуса напыления
$S_2(t)$	Закон движения СК распылителя относительно абсолютной СК
d	Диаметр сопла распылителя
111	Число точек сетки вдоль продольного сечения напыляемой
	поверхности заготовки (в плоскости x0z)
	Взаимное расположение
Н	Дистанция напыления

Таблица 1. Перечень исходных данных

Иллюстрация модели представлена на рис. 1.



Рис. 1. Параметры модели

Движение распылителя предполагается прямолинейным В направлении оси 0X абсолютной СК (рис. 1, b). Аналогично случаю с движением заготовки модель позволяет задавать иные по своему характеру законы движения распылителя, однако на практике кинематика, на рис. 1, является предпочтительной при заданной показанная конфигурации напыляемой поверхности [16].

На рис. 1, с проиллюстрировано создание сетки на напыляемой поверхности заготовки.

В предлагаемой модели принимается, что распределение частиц в потоке подчиняется нормальному закону в сечении потока и равномерному закону вдоль оси потока [14, 15]. Характер распределения частиц показан на рисунке 2.



Рис. 2. Распределение частиц в потоке

Согласно принятым на рис. 2 обозначениям, функция плотности нормального распределения – это $f_1(x_2, y_2)$. Функция плотности равномерного закона – $f_2(z_2) = const$.

Предполагается, что координаты x_2 , y_2 и z_2 частицы являются независимыми случайными величинами, для которых задаётся пространственная функция плотности распределения. Для её нахождения требуется перемножить между собой единичные функции плотности распределения, что показано формулой (1).

$$f(x_2, y_2, z_2) = f_1(x_2) \cdot f_1(y_2) \cdot f_2(z_2).$$
(1)

После проведения математических преобразований с учётом всех введённых обозначений функция плотности распределения частиц в потоке напыляемого материала будет иметь вид, соответствующий формуле (2).

$$f(x_{2}, y_{2}, z_{2}) = \begin{bmatrix} \left\{ \frac{4,5505}{\pi H_{\max} \left(0,5d + z_{2} \tan\left(\theta\right)\right)^{2}} \cdot \exp\left[-\frac{4,5\left(x_{2}^{2} + y_{2}^{2}\right)}{\left(0,5d + z_{2} \tan\left(\theta\right)\right)^{2}}\right] \\ \left\{x_{2}; y_{2}; z_{2}\right\} \in U \\ \left\{x_{2}; y_{2}; z_{2}\right\} \notin U \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где *U* – область, ограниченная конусом напыления, заданная системой (3).

$$U = \begin{cases} z_2 \in [0; H_{\max}] \\ x_2 \in [-(0, 5d + z_2 \tan \theta); 0, 5d + z_2 \tan \theta] \\ y_2 \in [-\sqrt{(0, 5d + z_2 \tan \theta)^2 - x_2^2}; \sqrt{(0, 5d + z_2 \tan \theta)^2 - x_2^2}] \end{cases}$$
(3)

В данной модели оценивается значение условной толщины покрытия, являющейся безразмерной величиной, которая позволяет определить степень неравномерности нанесения покрытия в сечении, но не позволяет оценить действительное значение толщины покрытия в миллиметрах. Условная толщина покрытия оценивается в каждой точке сетки напыляемой поверхности (рис. 1, c) как сумма значений текущей толщины покрытия в данной точке, полученной при предыдущих проходах распылителя, и функции плотности распределения, рассчитанного по формуле (2) с учётом ограничений (3).

Разработанная модель основывается исключительно на кинематике процесса газотермического напыления, параметры которого, как правило, всегда известны на производстве. Кроме того, эта модель может быть реализована программными методами, позволяющими её применение на производстве в качестве средства предварительной оценки характера распределения толщины покрытия в зависимости от параметров процесса напыления с возможностью расчёта припуска на последующее координатное шлифование.

Результаты

Верификация разработанной модели была проведена для случая, когда напыляемая поверхность в сечении имеет эпитрохоиду [17]. При этом движение заготовки представляло собой вращение вокруг оси 0Х, а

движение распылителя – прямолинейное вдоль оси 0Х (в соответствии с рис. 1). В процессе машинного эксперимента варьировались два параметра: частота вращения заготовки n_1 (об/мин) и величина подачи распылителя вдоль оси 0Х s_2 (мм/мин). Рассматривалось два уровня этих параметров: минимальный и максимальный. Их значения приведены в таблице 2. Значения остальных параметров модели приняты постоянными и приведены в таблице 3.

Taé	блица 2. Варьируемые параме:	гры
Уровень	<i>n</i> ₁ , об/мин	<i>s</i> ₂ , мм/мин
min	200	200
max	400	300

таблица 5. Постоянные нараметры							
Величина параметра							
$y_1(k) = R\left(\frac{r}{R} + 1\right)\sin\left(\frac{r}{R} \cdot k\right) - h\sin\left(\left(\frac{r}{R} + 1\right)k\right)$							
$z_1(k) = R\left(\frac{r}{R} + 1\right)\cos\left(\frac{r}{R} \cdot k\right) - h\cos\left(\left(\frac{r}{R} + 1\right)k\right)$							
R = 70 мм; $r = 35$ мм; $h = 15$ мм							
50 мм							
35°							
10°							
24,7807 мм							
180 мм							

Таблина 3	Постоянные	параметры
таулица э.		парамстры

Граничное условие по времени было выбрано равным $T_0 = 110 \text{ c} - 3a$ это время распылитель в случае самого медленного из рассматриваемых режимов $s_2 = \min$ гарантированно пройдёт полный цикл.

На рис. З представлено распределение толщины покрытия для среднего сечения ($x_1 = 25$) заготовки при $n_1 = 200$ об/мин, а на рис. 4 – при $n_1 = 400$ об/мин. В результате расчёта условной толщины покрытия ρ возможно оценить неравномерность его формирования, а также сравнить между собой различные значения режимов напыления. На рис. 3, *a* и 4, *a* представлено сопоставление сечения 2 поверхности после покрытия с сечением 1 поверхности до покрытия. На рис. 3, *b* и 4, *b* показано распределение условной толщины покрытия ρ в зависимости от угловой координаты *k* (см. таблицу 3) при $s_2 = \min$, а на рис. 3, *c* и 4, *c* – то же для случая $s_2 = \max$.



1, 2 – сечение поверхности до и после нанесения покрытия соответственно **Рис. 3.** Результаты моделирования при *n*₁ = 200 об/мин



1, 2 – сечение поверхности до и после нанесения покрытия соответственно **Рис. 4.** Результаты моделирования при *n*₁ = 400 об/мин

Распределение неравномерности *Р* покрытия по сечениям представлено в таблице 4. Под неравномерностью понимается разность между минимальной и максимальной условной толщиной покрытия в рассматриваемом сечении (см. рис. 3 и 4, *b* и *c*).

	Tuomingu in mepu	bilomephoetb i hai		
Матрица м	лашинного	Ce	ечение заготовки, и	MM
экспер	имента	$x_1 = 0$	$x_1 = 25$	$x_1 = 50$
- min	$s_2 = \min$	3,2785	3,2328	3,2214
$n_1 = \min$	$s_2 = \max$	3,5274	3,3500	3,9059
$n = m_0 x$	$s_2 = \min$	3,2771	3,2318	3,2201
$n_1 - \max$	$s_2 = \max$	3,5261	3,3494	3,8803

Таблица 4. Неравномерность Р нанесения покрытия

Обсуждение

На основании проведённого машинного эксперимента можно сделать вывод, что на равномерность распределения толщины покрытия по сечению внутренней поверхности, представляющей эпитрохоиду, наибольшее влияние из двух исследуемых параметров оказывает *s*₂. Это подтверждается линейной полиномиальной аппроксимацией полученных данных:

$$P = 2,5588 + 3,4625 \cdot 10^{-3} \cdot s_2 - 2,5750 \cdot 10^{-5} \cdot n_1.$$
(4)

Полученные коэффициенты при переменных s_2 и n_1 , а также свободный член полинома являются эмпирическими величинами и служат для описания изменения значения неравномерности P как функции подачи s_2 и частоты вращения n_1 .

Абсолютное значение коэффициента при s_2 на два порядка больше, коэффициент При линейной аппроксимации при n_1 . ЭТО чем свидетельствует о том, что s_2 оказывает большее влияние, чем n_1 , на изменение величины Р. Это может быть объяснено тем, что линейная скорость точек заготовки, вращающейся с частотами n_1 в заданном диапазоне, многократно превышает линейную скорость s₂ движения распылителя. В результате этого по мере увеличения скорости движения распылителя возрастает хаотичность процесса напыления, в то время как дополнительное увеличение скорости вращения заготовки практически не способствует изменению характера нанесения покрытия.

Выводы

1. Разработанная математическая модель построена на основании свойств функций плотности нормального и равномерного распределений. Она позволяет с учётом базовых кинематических параметров процесса напыления оценить характер распределения толщины газотермического покрытия по его сечению.

2. Модель была верифицирована с использованием четырёх вариантов комбинаций кинематических режимов газотермического напыления. Наибольшая равномерность нанесения покрытия достигается при $n_1 = 400$ об/мин и $s_2 = 200$ мм/мин, а наименьшая – при $n_1 = 200$ об/мин и $s_2 = 300$ мм/мин.

Заключение.

Ha разработанной основании модели возможно изучение которые позволят закономерностей, оценивать различных влияние процесса газотермического параметров характер напыления на распределения толщины сформированного покрытия по сечению. Кроме того, модель может быть дополнена не учтёнными на данный момент параметрами напыления, такими как, например, скорость частиц в потоке и расход напыляемого материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Huang, B., Zhang, C., Zhang, G., Liao, H. Wear and corrosion resistant performance of thermal-sprayed Fe-based amorphous coatings: A review. 2019. Surface and Coatings Technology. 377. 124896.
- [2] Shi, P., Sun, H., Yi, G., Wang, W., Wan, S., Yu, Y., Wang, Q. Tribological behavior and mechanical properties of thermal sprayed TiO_2 –ZnO and TiO_x ceramic coatings. 2023. Ceramics International. Vol. 49, 11B. pp. 18662-18670.
- [3] Дружнова, Я. С. Развитие методов газотермического напыления упрочняющих покрытий на основе карбидов вольфрама и хрома (обзор) / Я. С. Дружнова // Труды ВИАМ. 2022. № 10(116). С. 100-115.
- [4] Dorner-Reisel, A., Reisel, G., Seeger, J., Svoboda, S., Akhtar, W. A. A. Thermally sprayed coatings for protection of integrated sensor systems on tribological loaded surfaces. 2021. Surface and Coatings Technology. 424. 127619.
- [5] Пивовар, Н. А. Восстановление изношенных деталей машин методом плазменного напыления порошков / Н. А. Пивовар, С. А. Грашков // Актуальные проблемы инженерно-технического обеспечения. Курск: Курская государственная сельскохозяйственная академия им. профессора И.И. Иванова, 2013. С. 22-29.
- [6] Alagu sundara pandian, Ganapathy Srinivasan, R., Palani, S., Selvam, M. Surface modification on AZ31B Mg alloy for improved corrosion resistance and hardness by thermal spray aluminium coating. 2023. Materials Today: Proceedings. 72, 4. pp. 2586-2592.
- [7] Singh, S., Goyal, K., Bhatia, R. A review on protection of boiler tube steels with thermal spray coatings from hot corrosion. 2022. Materials Today: Proceedings. 56, 1. pp. 379-383.
- [8] Dang, X., Yuan, J., Li, X., Huang, Z., Hu, X., Li, Y., Cao, X. Properties evaluation and failure behaviour of plasma sprayed Y4Hf3O12 for thermal barrier coating applications. 2023. Surface and Coatings Technology. 454. 129162.

- [9] Примаков, К. А. Отработка методики определения адгезионной и когезионной прочности покрытий, наносимых методом плазменного напыления / К. А. Примаков // Университет XXI века: научное измерение. Тула: Издательство Тульского государственного педагогического университета им. Л. Н. Толстого, 2012. – С. 151-157.
- [10] Лапушкина, Е. Ю. Плазменное напыление износостойких покрытий / Е. Ю. Лапушкина, Д. В. Сергачев // Современные техника и технологии. Томск: Национальный исследовательский Томский политехнический университет, 2014. С. 51-52.
- [11] Гасюк, Д. П. Проблема выбора оптимального варианта технологического процесса изготовления продукции машиностроения в современных условиях / Д. П. Гасюк, В. А. Косова // Современное машиностроение. Наука и образование. 2022. № 11. С. 341-354.
- [12] Ren, J., Sun, Y., Hui, J., Ahmad, R., Ma, Y. Coating thickness optimization for a robotized thermal spray system. 2023. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 83. 102569.
- [13] Трифонов, Г. И. Толщина покрытия детали при плазменном напылении / Г. И. Трифонов, С. Ю. Жачкин // Современные материалы, техника и технологии. 2018. № 1(16). С. 77-82.
- [14] Богданова, Р. А. Оценка данных на соответствие закону нормального распределения критерием Хи-квадрат в программе STATISTICA / Р. А. Богданова, Н. М. Пак // Информация и образование: границы коммуникаций. 2022. № 14(22). С. 166-170.
- [15] Ohlson, M., Rauf Ahmad, M., D. von Rosen. The multilinear normal distribution: Introduction and some basic properties. 2013. Journal of Multivariate Analysis. 113. pp. 37-47.
- [16] Влияние кинематики движения инструмента на формирование износостойкого покрытия / С. Ю. Жачкин, М. Н. Краснова, Г. И. Трифонов, Н. А. Пеньков // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2018. Т. 14, № 5. С. 142-147.
- [17] Добренькая, Ю. В. Кривые, определяемые движением / Ю. В. Добренькая, С. Ф. Кузнецов // Материалы студенческой научной конференции за 2015 год, Воронеж, 13–17 апреля 2015 года. Том Часть 1. Воронеж: Воронежский государственный университет инженерных технологий, 2015. С. 398.

MATHEMATICAL MODELING OF COATINGS THERMAL SPRAYING KINEMATICS ON PARTS INTERNAL COMPLEX PROFILE SURFACES

Bauman Moscow State Technical University, Russia

Abstract

The main technological problems associated with the deposition and mechanical processing of thermal spray coatings are considered. The problem urgency of ensuring the thermal spray coatings application uniformity on the internal complex-profile surfaces of parts is noted. A model for estimating the thermal spray coating thickness distribution depending on the sprayed material flow parameters has been developed. The developed model was verified.

Key words: thermal spraying,thermal spraying kinematics, partcomplex profile surface, mathematical modeling,normal distribution.

REFERENCES

- [1] Huang, B., Zhang, C., Zhang, G., Liao, H. Wear and corrosion resistant performance of thermal-sprayed Fe-based amorphous coatings: A review. 2019. Surface and Coatings Technology. 377. 124896.
- [2] Shi, P., Sun, H., Yi, G., Wang, W., Wan, S., Yu, Y., Wang, Q. Tribological behavior and mechanical properties of thermal sprayed TiO₂–ZnO and TiO_x ceramic coatings. 2023. Ceramics International. Vol. 49, 11B. pp. 18662-18670.
- [3] Druzhnova, Ya. S. Development of methods of gas-thermal spraying of reinforcing coatings based on tungsten and chromium carbides (review) / Ya. S. Druzhnova // Proceedings of VIAM. 2022. No. 10(116). pp. 100-115.(rus.)
- [4] Dorner-Reisel, A., Reisel, G., Seeger, J., Svoboda, S., Akhtar, W. A. A. Thermally sprayed coatings for protection of integrated sensor systems on tribological loaded surfaces. 2021. Surface and Coatings Technology. 424. 127619.
- [5] Pivovar, N. A. Restoration of worn-out machine parts by the method of plasma spraying of powders / N. A. Pivovar, S. A. Gashkov // Actual problems of engineering and technical support. Kursk: Kursk State Agricultural Academy named after Professor I.I. Ivanov, 2013. pp. 22-29.(rus.)
- [6] Alagu sundara pandian, Ganapathy Srinivasan, R., Palani, S., Selvam, M. Surface modification on AZ31B Mg alloy for improved corrosion resistance

and hardness by thermal spray aluminium coating. 2023. Materials Today: Proceedings. 72, 4. pp. 2586-2592.

- [7] Singh, S., Goyal, K., Bhatia, R. A review on protection of boiler tube steels with thermal spray coatings from hot corrosion. 2022. Materials Today: Proceedings. 56, 1. pp. 379-383.
- [8] Dang, X., Yuan, J., Li, X., Huang, Z., Hu, X., Li, Y., Cao, X. Properties evaluation and failure behaviour of plasma sprayed Y4Hf3O12 for thermal barrier coating applications. 2023. Surface and Coatings Technology. 454. 129162.
- [9] Primakov, K. A. Working out the methodology for determining the adhesive and cohesive strength of coatings applied by plasma spraying / K. A. Primakov // University of the XXI century: scientific measurement. Tula: Publishing House of Tula State Pedagogical University named after L. N. Tolstoy, 2012. – pp. 151-157. (rus.)
- [10] Lapushkina, E. Yu. Plasma spraying of wear-resistant coatings / E. Yu. Lapushkina, D. V. Sergachev // Modern techniques and technologies. Tomsk: National Research Tomsk Polytechnic University, 2014. pp. 51-52. (rus.)
- [11] Gasyuk, D. P. The problem of choosing the optimal variant of the technological process of manufacturing engineering products in modern conditions / D. P. Gasyuk, V. A. Kosova // Modern mechanical engineering. Science and education. 2022. No. 11. pp. 341-354. (rus.)
- [12] Ren, J., Sun, Y., Hui, J., Ahmad, R., Ma, Y. Coating thickness optimization for a robotized thermal spray system. 2023.Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 83. 102569.
- [13] Trifonov, G. I. The thickness of the coating of the part during plasma spraying
 / G. I. Trifonov, S. Yu. Zhachkin // Modern materials, equipment and technologies. 2018. No. 1(16). pp. 77-82. (rus.)
- Bogdanova, R. A. Evaluation of data for compliance with the law of normal distribution by the Chi-square criterion in the STATISTICA program / R. A. Bogdanova, N. M. Pak // Information and education: boundaries of communications. 2022. No. 14(22). pp. 166-170. (rus.)
- [15] Ohlson, M., Rauf Ahmad, M., D. von Rosen. The multilinear normal distribution: Introduction and some basic properties. 2013. Journal of Multivariate Analysis. 113. pp. 37-47.
- [16] The influence of the kinematics of tool movement on the formation of a wear-resistant coating / S. Yu. Zhachkin, M. N. Krasnova, G. I. Trifonov, N. A. Penkov // Bulletin of the Voronezh State Technical University. 2018. vol. 14, No. 5. pp. 142-147. (rus.)
- [17] Dobrenka, Yu. V. Curves determined by motion / Yu. V. Dobrenka, S. F. Kuznetsov // Materials of the student Scientific Conference for 2015, Voronezh, April 13-17, 2015. Volume Part 1. Voronezh: Voronezh State University of Engineering Technologies, 2015. p. 398.(rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-554

Д.Н. Шабалин¹, Юань Чжэньюэ², Ши Шуанюань³

СНИЖЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СЕБЕСТОИМОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ "КРЫЛЬЧАТКА ТУРБИНЫ" ЗА СЧЕТ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ



¹Шабалин Дмитрий Николаевич, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: +7 (911)038-2374, E-mail: shadmit@yandex.ru.



²Юань Чжэньюэ, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: +7(911)729-0785, E-mail: yuan5.ch@edu.spbstu.ru.



³Ши Шуанюань, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург

Тел.: +7(911)995-2622, E-mail: bravoshi@yandex.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы повышения производительности детали «Интегральная крыльчатка» (далее Крыльчатка). Деталь широко используется в области турбостроения, компрессоростроения, авиа- и двигателестроения. Она является частью системы трансмиссии, включает тонкие лопасти и обеспечивает большую частоту вращения. Крыльчатка является сложной криволинейной поверхностью. Качество обработки напрямую влияет на аэродинамические характеристики и эффективность работы. При этом Крыльчатка является типичной тонкостенной деталью, При механической обработке возникают проблемы: несовпадение размера, неравномерная толщина и деформация лопатки во время обработки за счет различных факторов резания. В данной статье рассмотрены способы повышения эффективности обработки, точности и эффективности изготовления крыльчатки, исключения столкновения инструментов с заготовкой, что существенно влияет на трудоёмкость изготовления крыльчатки, а, следовательно, и на её технологическую себестоимость. Для этого используется цифровое оборудования, проводится моделирование процесса, проверяется траектории режущего инструмента.

Ключевые слова: Интегральная крыльчатка, цифровое оборудование, моделирование, механическая обработка, технологическая себестоимость.

Введение

Крыльчатка турбины представляет собой деталь, в которой газ или жидкость под высоким давлением течёт в осевом направлении, она обычно обрабатывается с использованием заготовок ковочного типа из титанового или алюминиевого сплава. Так как крыльчатка имеет криволинейную поверхностью, то процесс её проектирования и изготовление представляет сложную задачу. Аналогичные детали сложно обрабатывать с высокой эффективностью и высокой точностью [1].

Традиционный производственный процесс изготовления крыльчатки основан на полировке отливок, электроэрозионной обработке и профильном фрезеровании. Изделия имеют невысокую точность, низкую прочность и качество [2]. В последние годы при применения современного цифрового оборудования, оснащенного числовым программным управлением (ЧПУ) на станках с многоосевой обработкой, возможно промоделировать изготовление детали «Интегральная крыльчатка».

Применяя технологию многоосевой обработки с ЧПУ, в данной статье сделано моделирование траектории движения инструмента, постобработка и оптимизация топологии крыльчатки. Оптимизированная крыльчатка имеет более высокую производительность, эффективность работы, точность и меньшую трудоёмкость изготовления.

Методы

САD/САМ система автоматизированного проектирования NX10 используется для 3D-моделирования Крыльчатки турбины, а затем модуль обработки применяется для моделирования траектории движения инструмента, выбора станка и постпроцессора. После этого получаем управляющую программу (УП) для оборудования с ЧПУ для любого станка, имеющегося в постпроцессоре.

Далее используется ANSYS для анализа модального анализа, анализа вибрации, оптимизации топологии и анализа поля потока крыльчатки,

завершения оптимизации крыльчатки, оптимизации с точки зрения структуры. и материалов, и снижения затрат [3].

План обработки для детали «Крыльчатка»

Деталь - рабочее колесо турбины, материал - алюминиевый сплав, допуск на размер $\pm 0,02$ мм. Тип заготовки - горячая ковка. Чтобы сократить трудоёмкость черновой обработки на станке с ЧПУ, необходимо на токарном станке удалить материал при черновой обработке, а затем выполнить фрезерование на многокоординатном станке с ЧПУ (рис 1).



Рис. 1. Эскиз заготовки

Традиционный производственный процесс крыльчатки отличается низкой точностью, низкой прочностью, низким качеством и существенной трудоёмкостью.

Возможно изготовление Крыльчатки с применением многоосевой обработки на станке с ЧПУ, что обеспечивает сокращение количества повторных зажимов, мониторинг скорости подачи, оптимизацию траектории инструмента, повышение точности размеров детали за счет использования оборудования с ЧПУ.

Используя современные CAD/CAM системы, возможно просчитать выгоду от использования современного оборудования [4].

Процесс	Режущий инструмент	Частота вращения шпинделя (r/min)	Скорост ь резания (m/min)	Подача на зуб (mm/r)	Время обработки крыльчатки (min)
Черновая обработка «Крыльчатки»		13000	81	0.0096	20:07:52
Точная обработка «Ступица крыльчатки»	концевая	12000	75	0.0104	08:42:39
Чистовая обработка «Крыльчатки»	сферическая фреза	14500	91	0.0086	1:10:14:23
Обработка "бегунков" «Крыльчатки»		15000	94	0.0083	01:52:52

Таблица 1. Параметры процесса

Инструмент: концевая сферическая фреза

Материал: быстрорежущая сталь

Общая длина: 75 мм/Длина резки: 50 мм

Для проведения трехмерного моделирования предлагается использовать программное обеспечение NX (рис 3). Траектория лопатки Крыльчатки рисует внешний контур через сплайн-кривую. Для выполнения сложного моделирования поверхности необходимо получить координатные точки в сплайне, как показано на рис. 2 [5].

13.58787387	17.93408887	63	27.33314917	39.45768952	63
9.764031018	21.49632495	54.61	19.56802822	43.85165147	56.7
8.015560771	24.47029701	46.42	14.20043902	46.44750706	50.44
7.40730168	27.93521358	38.56	10.32394411	48.82043252	44.29
7.360607117	32.1689255	31.16	7.383088759	51.47274053	38.36
7.42049187	37.26793901	24.33	4,961400371	54,60531061	32.74
7.172952352	43.22893299	18.18	2.730103449	58.27572463	27.51
6.212080801	49.97520743	12.8	0.424302689	62.46850746	22.71
4.130537216	57.36139686	8.28	-2.184025996	67.1345163	18.59
0.503965548	65.17761097	4.7	-5.258298529	72.16829861	15.03
-4.992635129	73.06961762	2.1	-8.873576843	77.44336446	12.15
-12.55201255	80.57861369	0.52	-12.99732157	82.85661103	10
-22.21802104	87.21496177	0	-17.41547637	88.29931442	8.6
10 94888787	19 6556913	63	25.12194737	40.90071399	63
6 835166048	22 59884161	54 61	17.12829329	44.8615517	56.7
5.015343925	25,25693725	46.42	11.66475343	47.14845184	50.44
4.388737853	28.564894	38.56	7.76003705	49.29247656	44.29
4.324812365	32,71540078	31.16	4.82671622	51.77607111	38.36
4.360658799	37.74906018	24.33	2.435085103	54.77591004	32.74
4.093442204	43.628269	18.18	0.249721752	58.33953404	27.51
3.13984292	50.25749168	12.8	-1.992867131	62.43838999	22.71
1.115204641	57.49945287	8.28	-4.517233309	67.01804897	18.59
-2.364705731	65.13732331	4.7	-7.48434655	71.97163848	15.03
-7.603213623	72.84435127	2.1	-10.96662574	77.17440473	12.15
-14.78316859	80.19850355	0.52	-14.93139423	82.53052374	10
-23.95777982	86 75318324	0	-19.17844335	87 93276917	86

Рис. 2. Координаты точки в сплайне



Рис. 3. Эскиз «Крыльчатки»
В предложенном варианте сферическая фреза используется для завершения обработки внешнего контура крыльчатки.

Форма лезвия шаровой фрезы аналогична сфере, и она собирается на фрезерном станке для фрезерования различных криволинейных поверхностей и дуговых пазов, как показано на рис. 4 [6].

mill_multi_blade • вид опселции Вид об б вид опселции		mill_multi_blade	(D) ДИАМЕТР ШАРА (B) УГОЛКОНУСА 1.0000
 место программа режущий инструмент 	NC_PROGRAM V	8800000000000000000000000000000000000	(L) длина 75.0000 (FL) длина клинка 50.0000 количество лезвий 2 (RD) диаметрвыход резца 6.0000 (RL) диаметрвыход резца 0.0000
ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ТЕЛО МЕТОД НАЗВАНИЕ	1 THE METHOD THE	MECTO PENYUHÄ UHCTPYMEHT S-AX_MILL_VERT	▼ ОПИСЫВАТЬ КОНЦЕВАЯ СФЕРИЧЕСКАЯ ФРЕЗА МАТЕРИАЛ: HSS
IMPELLER_ROUGH_1		BALL_MILL_1	 НУМЕРОВАТЬ НОМЕРИНСТРУМЕНТА О О

Рис. 4. Концевая сферическая фреза

При этом путем регулирования скорости подачи и скорости резания завершается оптимизация кода, повышается эффективность производства крыльчатки и выполняется моделирование обработки на станке (рис. 5).



Рис. 5. Моделирование станка и визуализация кода УП

В результате время обработки сокращено, а УП оптимизирована за счет увеличения подачи и минимизации холостых движений инструмента, что в целом снижает трудоёмкость изготовления крыльчатки. Получены следующие результаты:

NC_PROGRAM					2:16:57:45			
□ 未用项					00:00:00			
PROGRAM					00:00:00			
- MPELLER_RO	0	 Image: A second s	BALL_MILL	0	09:57:08			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:34:08			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:33:58			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:33:59			
(a)								
NC_PROGRAM					2:03:10:11			
□ 未用项					00:00:00			
PROGRAM					00:00:00			
- MPELLER_RO	8	 Image: A second s	BALL_MILL	0	04:58:54			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:18:36			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:18:26			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:18:27			
			(b)					

Рис. 6. Сравнительная таблица времени обработки: (а) до оптимизации, (b) после оптимизации

Время до оптимизации: 2:16:57:45, после: 2:03:10:11.

Оптимизация топологии крыльчатки

Алюминиевый сплав 2014 по составу является как твердым алюминиевым сплавом, так и деформируемым алюминиевым сплавом. По сравнению с 2А50, из-за более высокого содержания меди, он имеет более высокую прочность и лучшую термостойкость, но его пластичность в горячем состоянии не такая хорошая как 2А50. Алюминиевый сплав 2014 отличается хорошей обрабатываемостью, имеет хорошие характеристики контактной и точечной сварки, сварки вальцами, но плохие характеристики дуговой и газовой сварки, может быть закален термической обработкой и обладает эффектом экструзии [7]. Данный сплав используется в случаях, когда требуется высокая прочность и твердость (включая высокую температуру). Так, например, в конструкции тяжелых самолетов, поковках, в толстых листах и прессованных материалах, в колесах и элементах конструкции, в топливных баках первых ступеней многоступенчатых ракет и в деталях космических аппаратов, в рамных конструкциях грузовиков и деталях подвески.

Турбокомпрессор использует инерционный импульс выхлопных газов, выбрасываемых из двигателя, для привода турбины в камере турбины, а турбина приводит в движение коаксиальную крыльчатку, которая нагнетает воздух, подаваемый через трубку воздушного фильтра, для нагнетания его в цилиндр.

Когда скорость двигателя увеличивается, скорость выброса выхлопных газов и скорость турбины также увеличиваются синхронно, а

крыльчатка сжимает больше воздуха в цилиндр. Давление и плотность воздуха увеличиваются, чтобы сжечь больше топлива, и соответствующее увеличение количества топлива позволяет увеличить мощность двигателя, и, соответственно, выходную мощность [8].

Наименование	Значение	Единица измерения	
Модуль упругости	7.3e+10	H/M^2	
Коэффициент Пуассона	0.33	-	
Модуль сдвига	2.8e+10	H/m ²	
Массовая плотность	2800	Кг/м ³	
Предел прочности	165445000	H/m ²	
Предел текучести	96509800	H/m ²	
Коэффициент теплового	2 30-05	° C ⁻¹	
расширения	2.50-05	e	
Коэффициент	160	$B_T/(M \cdot K)$	
теплопроводности	100	$B1/(M^*K)$	
Удельная теплоёмкость	960	Дж/(кг·к)	

Таблица 2. Алюминиевый сплав - 2014

В данной статье в качестве примера взят автомобильный турбокомпрессор с рабочим объемом 1,4 тонна и крутящим моментом 250 Н/м. Структурную оптимизацию конструкции крыльчатки предлагается осуществлять путём ограничения перемещения, веса и напряжения. Наиболее рациональный вариант конструкции крыльчатки выбирается на основе анализа результатов моделирования поля течения жидкости (рис 7).



Рис. 7. Анализ поля течения «крыльчатки»

Рис. 8. Настройка параметров оптимизации



Рис. 9. Результаты оптимизации топологии (гладкая сетка)

При выборе рационального варианта конструкции крыльчатки учитывались следующие факторы:

(а) Топологически переменное смещение (составное смещение)

(b) Топологически изменчивое напряжение (сила)

- (с) Топологически переменная деформация (энергия)
- (d) Топологически переменная деформация (эквивалент)

(e) Распределение запаса прочности (f), качество материала

Оптимизация топологии осуществлялась путём сравнения при соблюдении следующих условий:

- Начальная масса детали: 1,523 кг, конечная масса детали: 1,447 кг.

- Усилие текучести материала: 9,651е+07 H/м²,

Конечное значение напряжения: 7,7201е+07 H/м².

Начальный коэффициент деформации: 1,641е-11,

Конечный коэффициент деформации: 4,033е-11.

- Начальный минимальный коэффициент безопасности: 2,4е-0,8, окончательный минимальный коэффициент безопасности: 0,0062.



Рис. 10. Начальный модальный анализ

Результаты

С учётом выше изложенного снижение технологической себестоимости возможно осуществить по двум вариантам.

1. За счёт сокращения времени (трудоёмкости) путём оптимизации траектории инструмента, скорости подачи и кода ЧПУ [9], использования

станков с ЧПУ для уменьшения производственных затрат и использования моделирования обработки. Учёт данных факторов позволит снизить уровень брака.

NC_PROGRAM					2:16:57:45			
💼 未用项					00:00:00			
PROGRAM					00:00:00			
- MPELLER_RO	0	\checkmark	BALL_MILL	0	09:57:08			
- MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:34:08			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:33:58			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:33:59			
		((a)					
NC_PROGRAM					2:03:10:11			
□ 未用项					00:00:00			
PROGRAM					00:00:00			
- MINTELLER_RO	8	 Image: A second s	BALL_MILL	0	04:58:54			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:18:36			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:18:26			
MPELLER_RO		4	BALL_MILL	0	00:18:27			
	(b)							

Рис. 11. Сравнительная диаграмма «Время обработки»: (а) до оптимизации, (b) после оптимизации

2. За счёт оптимизации топологии крыльчатки, при этом улучшается качество изготовленной детали, снижается технологическая себестоимость изготовления и сохраняется рациональность её конструкции за счет анализа статических напряжений (Рис 9).

Технология многоосевой обработки с ЧПУ может использоваться для обработки различных сложных деталей, повышения эффективности обработки и точности поверхности, снижения трудоёмкости их обработки и повышения эффективности производства. Моделирование может сократит затраты на проведение экспериментов и уменьшить процент брака. Следовательно, оптимизация топологии позволит оптимизировать структуру и материалоёмкость [11].

Применение выше изложенного метода приведёт к снижению технологической себестоимости, а, следовательно, к повышению эффективности производства и качества изготовления деталей.

Оптимизация процессов изготовления сложнопрофильных деталей является важным средством рациональной организации производственного процесса продукции, сокращения цикла разработки, снижения затрат и повышения качества продукции и представляет собой сложную проблему цифрового проектирования и производства [12]. Этот метод играет жизненно важную роль в повышении производительности изготовления большой номенклатуры деталей.

При этом примененный метод имеет широкий спектр применений.

Результаты проведенного исследования согласуются с недавними академическими результатами, такими как «Adigital twin study for immediate design / redesign of impellers and blades» / «Ariva zhagan Anbalagan».

В статье представлено исследование цифрового двойника для ускоренного проектирования/реконструкции и изготовления Крыльчаток [13]. Разработан метод автоматизации САПР на основе стандартной программы моделирования, основанной на автоматизации производства многокоординатных фрезерных операций.

В статье «Computer Aided Simulation Machining Programming In 5-Axis Nc Milling Of Impeller Leaf» / «Liu Huran» предложен сложный метод обработки поверхности, который использует 5-осевые станки с ЧПУ для планирования движений инструмента, уменьшения остаточных ошибок и улучшения обработки поверхности, точности и эффективности работы [14].

В статье «Topology optimization of turbine disk considering maximum stress prediction and constraints» / «Cheng YAN» разрабатывается обновленная схема ограничения напряжений при оптимизации топологии с использованием прогнозируемых максимальных напряжений. Подробно подвергаются анализу некоторые ключевые факторы, влияющие на результаты оптимизации. Результаты демонстрируют обоснованность и эффективность предложенного прогноза максимального напряжения и разработанного метода ограничения напряжения [15].

Заключение

Крыльчатка турбины изготовлена из алюминиевого сплава 2014. Благодаря многоосевой обработке с ЧПУ и оптимизации топологии, с точки зрения оптимизации программы и конструкции сокращается трудоёмкость её изготовления и, как следствие сокращение технологической себестоимости, площадь и материалы.

Перед окончательной обработкой рекомендуется проверить правильность траектории инструмента и кода УП с помощью машинного моделирования, точность полученных поверхностей.

Предложенный метод моделирования может быть применён не только к данной детали, но и к другим сложно профильным изделиям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Jarred C. Heigel, Jeff Tessier, Jeff Tapparo, Tyler Roth, Kerry Marusich, Physics-based design for an impeller machining process, Manufacturing Letters, Volume 33, Supplement, 2022, Pages 502-507, ISSN 2213-8463.
- [2] Davide Verdi, Joseph Joju, Aishah Larsen, Guo Yong Chia, Grace Tay, Shan Shan Yang, Environmental performance analysis of hybrid manufacturing of

closed impellers, Materials Today: Proceedings, Volume 70,2022,Pages 289-295,ISSN 2214-7853.

- Дмитриева, М. Э. Топологическая оптимизация оснастки в программе [3] SiemenceNX / М. Э. Дмитриева, А. Г. Серебренникова // Молодежь и актуальные проблемы фундаментальных прикладных наука: И исследований : Материалы V Всероссийской национальной научной конференции молодых учёных, Комсомольск-на-Амуре, 11–15 апреля 2022 года. Том Часть 2. – Комсомольск-на-Амуре: Комсомольский-нагосударственный университет, 2022. – C. 12-14. Амуре EDNBXYMGN.
- [4] Северцов, А. А. К вопросу об оптимизации траектории движения режущего инструмента при токарной обработке деталей ГТД на станках с ЧПУ / А. А. Северцов // Гагаринские чтения 2017 : Тезисы докладов, Москва, 05–19 апреля 2017 года. Москва: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2017. С. 488. EDNZIKAFB.
- [5] Моделирование формообразования сложных поверхностей деталей / А. А. Ляшков, Ю. Н. Вивденко, А. Н. Шутов, С. А. Балановский // Металлообработка. – 2010. – № 4(58). – С. 36-42. – EDNMTXNLB.
- [6] Пайкин, Д. Б. Формирование микрогеометрии поверхности при фрезеровании сложных поверхностей сферическими фрезами / Д. Б. Пайкин // Проблемы механики современных машин : Материалы V международной конференции, Улан-Удэ, 25–30 июня 2012 года / ответственный редактор В. С. Балбаров. Том 3. – Улан-Удэ: Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, 2012. – С. 179-182. – EDNWFHWFX.
- [7] D.A. Tanner, J.S. Robinson, Reducing residual stress in 2014 aluminium alloy die forgings, Materials & Design, Volume 29, Issue 7,2008,Pages 1489-1496,ISSN 0261-3069.
- [8] Козлов, А. А. Сокращение времени разгона турбокомпрессора дизельных двигателей за счет управления турбокомпрессорами с использованием рекуперативного торможения / А. А. Козлов, Д. В. Шабалин, С. В. Рослов // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2014. – № 5(39). – С. 17-21. – EDNTCSKCN.
- [9] Liang Quan, Wang Yongzhang, Fu Hongya, Han Zhenyu, Cutting Path Planning for Ruled Surface Impellers, Chinese Journal of Aeronautics, Volume 21, Issue 5,2008,Pages 462-471,ISSN 1000-9361.
- [10] Austin C. Hayes, Erik A. Träff, Christian Vestergaard Sørensen, Sebastian Vedsø Willems, Niels Aage, Ole Sigmund, Gregory L. Whiting, Topology optimization for structural mass reduction of direct drive electric machines,

Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 57,2023,103254,ISSN 2213-1388.

- [11] Yongmao Xiao, Zhigang Jiang, Quan Gu, Wei Yan, Ruping Wang, A novel approach to CNC machining center processing parameters optimization considering energy-saving and low-cost, Journal of Manufacturing Systems, Volume 59,2021,Pages 535-548,ISSN 0278-6125.
- [12] Дубровский, Н. А. Оптимизация технологии обработки детали / Н. А. Дубровский, Е. С. Жданова, Л. В. Пименова // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия D. Экономические и юридические науки. – 2019. – № 5. – С. 44-51. – EDNBEPNYA.
- [13] Arivazhagan Anbalagan, Bachu Shivakrishna, Kuthadi Sai Srikanth, A digital twin study for immediate design / redesign of impellers and blades: Part 1: CAD modelling and tool path simulation, Materials Today: Proceedings, Volume 46, Part 17,2021, Pages 8209-8217, ISSN 2214-7853,
- [14] Liu Huran, Computer Aided Simulation Machining Programming In 5-Axis Nc Milling Of Impeller Leaf, Physics Procedia, Volume 25,2012,Pages 1457-1462,ISSN 1875-3892.
- [15] Cheng YAN, Ce LIU, Han DU, Cunfu WANG, Zeyong YIN, Topology optimization of turbine disk considering maximum stress prediction and constraints, Chinese Journal of Aeronautics,2023,ISSN 1000-9361,https://doi.org/10.1016/j.cja.2023.03.019.

D.N. Shabalin, Yuan Zhenyue, Shi Shuangyuan

REDUCING THE COST OF MANUFACTURING THE PART "TURBINE IMPELLER" DUE TO COMPUTER SIMULATION

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

This paper considers the problem of improving the performance of "integral impeller" (hereinafter referred to as impeller) parts. The parts are widely used in the fields of turbine manufacturing, compressor manufacturing, aircraft and engine manufacturing. It is part of the transfer system, includes thin blades and provides high speed. The impeller is a complex curved surface. The quality of processing directly affects the aerodynamic characteristics and work efficiency. At the same time, the impeller is a typical thin-walled part. During the processing, due to various cutting factors, there will be problems such as size mismatch, uneven thickness, and blade deformation during processing. This paper discusses ways to improve machining efficiency, impeller manufacturing accuracy and efficiency, and avoid tool-workpiece collisions. For this purpose, digital equipment was used, the process was simulated, and the trajectory of the cutting tool was checked.

Key words: integral impeller, digital equipment, modeling, machining.

REFERENCES

- [1] Jarred C. Heigel, Jeff Tessier, Jeff Tapparo, Tyler Roth, Kerry Marusich, Physics-based design for an impeller machining process, Manufacturing Letters, Volume 33, Supplement, 2022, Pages 502-507, ISSN 2213-8463.
- [2] Davide Verdi, Joseph Joju, Aishah Larsen, Guo Yong Chia, Grace Tay, Shan Shan Yang, Environmental performance analysis of hybrid manufacturing of closed impellers, Materials Today: Proceedings, Volume 70,2022,Pages 289-295,ISSN 2214-7853.
- [3] Dmitrieva M. E. Topological optimization of tooling in siemenceNX program / M. E. Dmitrieva, A. G. Serebrennikova // Youth and Science: current problems of fundamental and applied research : Proceedings of V All-Russian National Scientific Conference of Young Scientists, Komsomolsk-on-Amur, April 11-15, 2022. Vol. Part 2. - Komsomolsk-on-Amur: Komsomolsk-on-Amur State University, 2022. - C. 12-14. -EDNBXYMGN.
- [4] Severtsov, A. A. To the question of optimizing the trajectory of the cutting tool during the turning of GTE parts on CNC machines / A. A. Severtsov // Gagarin readings 2017 : Abstracts of reports, Moscow, April 05-19, 2017. Moscow: Moscow Aviation Institute (National Research University), 2017. C. 488. EDNZIKAFB.
- [5] Modeling the shaping of complex part surfaces / A. A. Lyashkov, Y. N. Vivdenko, A. N. Shutov, S. A. Balanovsky // Metalworking. 2010. № 4(58). C. 36-42. EDNMTXNLB.
- [6] Paikin D. B. Formirovanie microgeometrii poverkhnosti v milling complex surfaces spherical cutters / D. B. Paikin // Problems of mechanics of modern machines: Proceedings of the V International Conference, Ulan-Ude, 25-30 June 2012 / responsible editor V. S. Balbarov. Vol. 3 - Ulan-Ude: East Siberian State University of Technology and Management, 2012. - C. 179-182.
- [7] D.A. Tanner, J.S. Robinson, Reducing residual stress in 2014 aluminium alloy die forgings, Materials & Design, Volume 29, Issue 7,2008,Pages 1489-1496,ISSN 0261-3069.
- [8] Kozlov A. A. Reducing the acceleration time of diesel engine turbochargers by controlling turbochargers using regenerative braking / A. A. Kozlov, D. V. Shabalin, S. V. Roslov // Bulletin of the Siberian State Automobile and Road Academy. 2014. № 5(39). C. 17-21.

- [9] Liang Quan, Wang Yongzhang, Fu Hongya, Han Zhenyu, Cutting Path Planning for Ruled Surface Impellers, Chinese Journal of Aeronautics, Volume 21, Issue 5,2008,Pages 462-471,ISSN 1000-9361.
- [10] Austin C. Hayes, Erik A. Träff, Christian Vestergaard Sørensen, Sebastian Vedsø Willems, Niels Aage, Ole Sigmund, Gregory L. Whiting, Topology optimization for structural mass reduction of direct drive electric machines, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 57,2023,103254,ISSN 2213-1388.
- [11] Yongmao Xiao, Zhigang Jiang, Quan Gu, Wei Yan, Ruping Wang, A novel approach to CNC machining center processing parameters optimization considering energy-saving and low-cost, Journal of Manufacturing Systems, Volume 59,2021, Pages 535-548, ISSN 0278-6125.
- [12] ubrovsky, N. A. Optimization of part processing technology / N. A. Dubrovsky, E. S. Zhdanova, L. V. Pimenova // Bulletin of Polotsk State University. Series D. Economic and legal sciences. 2019. № 5. C. 44-51.
- [13] Arivazhagan Anbalagan, Bachu Shivakrishna, Kuthadi Sai Srikanth, A digital twin study for immediate design / redesign of impellers and blades:
 Part 1: CAD modelling and tool path simulation, Materials Today:
 Proceedings, Volume 46, Part 17,2021, Pages 8209-8217, ISSN 2214-7853,
- [14] Liu Huran, Computer Aided Simulation Machining Programming In 5-Axis Nc Milling Of Impeller Leaf, Physics Procedia, Volume 25,2012,Pages 1457-1462,ISSN 1875-3892.
- [15] Cheng YAN, Ce LIU, Han DU, Cunfu WANG, Zeyong YIN, Topology optimization of turbine disk considering maximum stress prediction and constraints, Chinese Journal of Aeronautics,2023,ISSN 1000-9361,https://doi.org/10.1016/j.cja.2023.03.019.

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 666.9.019.3 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-555

А.И. Рудской¹, А.Я. Башкарев¹, В.Ю. Бессонова¹

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОФЛУКТУАЦИОННОЙ ТЕОРИИ ПРОЧНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ АДГЕЗИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРИМЕРЕ ГРАНИТНО-БИТУМНЫХ КОМПОЗИТОВ



¹Андрей Иванович Рудской, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-6757, E-mail:rector@spbstu.ru
¹Альберт Яковлевич Башкарев, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)950-3715, E-mail: bashkarev@spbstu.ru
¹Виктория Юрьевна Бессонова, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(921)950-3715, E-mail: bashkarev@spbstu.ru
¹Виктория Юрьевна Бессонова, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8(931)292-4945, E-mail: bessonova.viktoria@yandex.ru

Аннотация

В работе рассматривается адгезионный и когезионный механизм разрушения полимерных композитов, включая методику определения параметров прочности и долговечности, а также их зависимость от температурно-временных факторов. Представлены результаты экспериментов, выполненных с соединениями гранита и битума, в том числе модифицированного железным суриком (Fe₂O₃).

Ключевые слова: прочность, долговечность, адгезия, битум, наполнители.

Введение

Полимеры как конструкционные материалы обозначились лишь в середине прошлого века, поэтому опыт их практического применения на многие сотни лет меньше, чем металлов, пока остается скромным, что сдерживает их практическое применение. Тем не менее, специфические особенности полимеров, как конструкционных материалов, привлекают все большее внимание. В первую очередь это: малый удельный вес (легкость), хорошие технологические качества, низкая стоимость получения, хорошие антифрикционные свойства, декоративные качества и многое другое.

Естественно, по сравнению с металлами имеется и ряд недостатков: нестабильность физико-механических свойств и пока еще недостаточная их изученность, как конструкционных материалов; относительно низкая прочность и ее зависимость от многих факторов, например, от температуры; недостаток методик расчета на прочность и долговечность и т.д.

В последние десятилетия применение полимерных материалов показало, что их эффективное практическое применение возможно лишь в составе композиционных материалов, состоящих из различных по своей природе других материалов: мелкодисперсных металлических порошков, коротких стекловолокон, минеральных фракций, отходов различных производств и т.д. Во всех приведенных примерах возможно применение только таких полимеров, которые могут создавать достаточно прочное адгезионное соединение с другими составляющими композиционных материалов [1-5].

Как известно, полимерные материалы подразделяют на две группы: термопласты и реактопласты.

Основное технологическое преимущество термопластов состоит в том, что они могут повторно расплавляться, поэтому из них можно формировать новое изделие. Это их главное преимущество, а недостаток – зависимость физико-механических свойств от температуры. Физико-механические свойства термопластов в меньшей степени зависят от температуры, включая их прочность и их деформационные свойства: модуль упругости, тепловое расширение и т.д. [6-8].

Процессы приготовления композитов с использованием термопластов, особенно при создании малогабаритных и простых по конфигурации изделий, отличаются простотой и их качеством. Поэтому они нашли широкое распространение, в том числе при ремонте и восстановлении деталей машин.

Методы

На существующем этапе применения полимерных композиционных материалов возникла проблема расчета изделий из них на прочность и долговечность. До сих пор механизм их разрушения рассматривается с позиции классических теорий прочности, разработанных применительно к металлическим конструкционным материалам.

Опыт показывает, полимерным что применительно к работы композиционным изготовления материалам технологии И применительно условиям эксплуатации должны материалы к рассматриваться и математически описываться как единый процесс [6, 9].

Сейчас такую задачу можно сформулировать и подойти к ее решению с использованием термофлуктуационной теории прочности, разработанной отечественной фундаментальной наукой в физико-техническом институте им. А.Ф. Иоффе, научная школа академика С.Н. Журкова. Согласно ее концепции, разрушение материала начинается с термодеструкции межатомных и межмолекулярных связей, когда количество тепловой энергии превысит энергию этих связей. Механические (растягивающие) напряжения лишь снижают уровень необходимой для этого тепловой энергии, а вот сжимающие напряжения этот уровень повышают [10, 11].

Каноническая формула С.Н. Журкова имеет вид:

$$\tau = \tau_0 \exp \frac{u - \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T} \tag{1}$$

где τ – долговечность материала, u – энергия активации межатомных связей, γ – коэффициент чувствительности к механическим напряжениям, σ – механические напряжения, R – газовая постоянная, T – температура. В представленной формуле σ и T имеют постоянное значение. Если они зависят от времени t, то формула С.Н. Журкова принимает вид критерия Бейли:

$$\int_{0}^{\tau} \frac{dt}{\tau_{0} \exp \left(\frac{u - \gamma \cdot \sigma(t)}{R \cdot T(t)}\right)} = 1$$
(2)

Многолетние исследования в области кинетики процессов разрушения, выполненные профессором Петровым В.А., привели к выводу, что процесс разрушения материалов и адгезионных соединений включает два этапа. Первый – накопление субмикроразрушений и разрушений адгезионных связей, что приводит к снижению прочности

материала или соединения в целом. В соответствии с этим в работе [9] было предложено формулу (2) представить в виде:

$$\tau_0 \cdot \int_0^\tau \frac{dt}{\tau_0 \exp \left(\frac{u - \gamma \cdot \sigma(t)}{R \cdot T(t)}\right)} = 1 - \frac{\sigma_{\max}}{\left[\sigma\right]_0}$$
(3)

Здесь $[\sigma]_0$ - начальная мгновенная прочность материала или адгезионного соединения.

Структура композиционного материала может быть представлена следующими схемами:



Рис. 1. Структура композиционного материала: *а*) полимер; *б*) волокнистый наполнитель



Рис. 2. Структура композиционного материала: *а*) полимер (более 10-15 %); *б*) дисперсный наполнитель



Рис. 3. Структура композиционного материала: *a*) полимер (содержание менее10 %); *б*) дисперсный наполнитель с мелкодисперсными и крупнодисперсными фракциями; *в*) граничный слой полимера с частицами наполнителя

Композиционный материал, представленный на рис. 1 содержит наполнитель, состоящий из прочных волокон, которые воспринимают всю передаваемую нагрузку на материал. Основная роль полимера – равномерно распределитель нагрузку на все волокна наполнителя.

На рис. 2 представлен материал, в котором нагрузка распределяется на полимер и наполнитель, но полимер, как наименее прочная фракция, минимизирует его прочность. Дисперсный наполнитель создает дополнительные качества. Например, низкий коэффициент трения обеспечивает теплопроводность, стабильность геометрических размеров и т.д.

Рис. 3 – представлен композит, в котором малое количество полимера выполняет только функцию материала, который склеивает прочные фракции наполнителя, воспринимающие все механические нагрузки. Но при этом, полимер, находясь в тонкослойном состоянии под воздействием физико-химического влияния материала наполнителей, приобретает значительно более высокую прочность по сравнению с его обычным состоянием. Это первый важный фактор, обеспечивающий прочность композита.

Второй фактор, который относится только к термопластическим полимерам.

При нагреве происходит термодеструкция полимерных молекул в результате которой появляются их активные радикалы, образующие прочные химические и Ван-дер-Ваальсовые связи между собой и с материалом наполнителей. В результате существенно возрастает прочность композита в целом. Соответственно возрастает количество появляющихся активных радикалов и пропорционально этому количество образованных ими связей. Но одновременно с этим происходит и процесс деструкции этих связей.

В работе [9] было получено математическое описание этого процесса, который при постоянной температуре описывается формулой:

$$N = k \cdot \frac{\tau}{\tau_0 \cdot \exp \frac{u_n}{R \cdot T}} \cdot (1 - \frac{\tau}{2 \cdot \tau_0 \cdot \exp \frac{u_a}{R \cdot T}}), \tag{4}$$

где N – количество адгезионных связей, которое описывается с начала термической деструкции ко времени τ, u_a, u_n – энергии активации процесса разрушения связей внутри полимера и уже образовавшихся адгезионных связей, τ_0 – предъэкспотенциальный множитель, равный 10^{-11} - 10^{-13} , k – коэффициент меньше единицы, учитывающий долю активных радикалов, которые образуют адгезионные связи.

Прочность адгезионных соединений [σ]_{*a*} пропорциональна количеству сохраняющихся адгезионных связей, поэтому ее можно записать в виде функции:

$$\left[\boldsymbol{\sigma}\right]_{a} = f\left(\boldsymbol{u}_{n}, \boldsymbol{u}_{a}, T, \tau\right)$$

Момент возникновения максимальной прочности можно установить, приравняв первую производную функции к нулю. В результате получается выражение для определения энергии активации разрушения адгезионных связей:

$$u_a = R \cdot T \cdot (27, 6 + \ln \tau_*) \tag{5}$$

где τ_* — экспериментально определенный момент времени, когда возникает максимальная прочность адгезионного соединения. Методика этого эксперимента подробно описана в работах [9].

Однако в композите связующий твердые фракции полимер находится не только в пленочном состоянии, но также в значительной части своего объема удален от влияния материала наполнителей. Поэтому здесь он имеет меньшую прочность, что становится слабым местом композита [12-15]. Предстояло установить правильность этого вывода. Для этого в данной работе был поставлен эксперимент по испытанию прочности адгезионного соединения битума и гранита, сформированного при разных температурах по следующей методике. Проводится определение адгезионной прочности после одинаковой продолжительности выдержки образцов при двух разных температурах, например, T_1 = 170 °C и T_2 =150 °C в течение времени t_{*} (рис.4).



Рис. 4. Изменение адгезионной прочности

Адгезионная прочность $[\sigma]_{I}$ и $[\sigma]_{2}$:

$$\left[\sigma\right]_{1} = \frac{t_{*}}{\tau_{0} \exp\frac{u_{n}}{R \cdot T_{1}}} \cdot \left(1 - \frac{t_{*}}{2 \cdot \tau_{0} \exp\frac{u_{a}}{R \cdot T_{1}}}\right)$$
(6)

$$\left[\sigma\right]_{2} = \frac{t_{*}}{\tau_{0} \exp\frac{u_{n}}{R \cdot T_{2}}} \cdot \left(1 - \frac{t_{*}}{2 \cdot \tau_{0} \exp\frac{u_{a}}{R \cdot T_{2}}}\right)$$
(7)

Отсюда получаем уравнение:

$$\frac{\left[\sigma\right]_{l}}{\left[\sigma\right]_{2}} = \frac{\frac{(1 - \frac{t}{2 \cdot \tau_{0} \exp \frac{u_{a}}{R \cdot T_{1}}}) \cdot \tau_{0} \exp \frac{u_{n}}{R \cdot T_{2}}}{(1 - \frac{t}{2 \cdot \tau_{0} \exp \frac{u_{a}}{R \cdot T_{2}}}) \cdot \tau_{0} \exp \frac{u_{n}}{R \cdot T_{1}}}$$
(8)

После логарифмирования уравнения (8), его выражение принимает вид:

$$\ln \frac{\left[\sigma\right]_{1}}{\left[\sigma\right]_{2}} = \ln (1 - \frac{t_{*}}{2 \cdot \tau_{0} \frac{u_{a}}{R \cdot T_{1}}}) - \ln (1 - \frac{t_{*}}{2 \cdot \tau_{0} \frac{u_{a}}{R \cdot T_{2}}}) + u_{\delta} \cdot (\frac{1}{R \cdot T_{2}} - \frac{1}{R \cdot T_{1}})$$
(9)

Тогда:

$$u_{n} = \frac{\ln\left(1 - \frac{t_{*}}{2 \cdot \tau_{0} \exp{\frac{u_{a}}{R \cdot T_{1}}}}\right) - \ln\left(1 - \frac{t_{*}}{2 \cdot \tau_{0} \exp{\frac{u_{a}}{R \cdot T_{2}}}}\right) - \ln{\frac{[\sigma]_{1}}{[\sigma]_{2}}}$$
(10)
$$\frac{1}{R} \cdot (\frac{1}{T_{2}} - \frac{1}{T_{1}})$$

Этот метод не требует многочисленных экспериментов, необходимых для построения графиков $[\sigma] = f(t)$ при двух разных температурах. Достаточно экспериментально определить прочность адгезии через одно и то же время *t*^{*} при двух разных температурах термостатирования *T*₁ и *T*₂.

Результаты

По описанной методике была определена энергия активации разрушения битума и его адгезии в соединении с гранитом. Их значения представлены в таблице 1.

Битум	Температура, Т,	Время,	Прочность,	$u_a,$	$u_{\delta},$
	°C	МИН	МПа	кДж/моль	кДж/моль
КИНЕФ	165	30	0,28	122.0	22.4
	145	30	0,23	132,9	23,4
Лукойл	165	30	0,26	121.0	177
	145	30	0,24	151,9	1/,/
МНПЗ;	165	30	0,34	127.0	70 /
	145	30	0,22	127,9	/8,4

Таблица 1. Энергия активации разрушения битума и его адгезии с гранитом

Результаты экспериментов и расчета показывают, что энергия для внутреннего разрушения полимерного адгезива значительно меньше, чем

для разрушения его адгезионных соединений. Но это еще не основания для вывода о прочности адгезива. В реальной конструкции в материале возникают механические напряжения, которые могут играть и положительную роль, например, в условиях гидростатического сжатия. Это относится не только к материалам, но и к их адгезионным связям.

С помощью инфракрасной спектрометрии была исследована частота молекулах полиамида, колебаний атомов в нанесенного В виде тонкослойного покрытия на стальную поверхность. Оказалось, что частота колебаний самая высокая в непосредственной близости от подложки, на которую полиамид нанесён. С удалением от нее эта разница быстро уменьшается и уже на расстоянии около 50 мкм практически не заметна. Аналогичная картина была отмечена и в слое битума, нанесенного на отшлифованную поверхность гранита. Это явление может быть объяснено двумя факторами. Первый _ адгезионные связи упорядочивают расположение молекул полимера, создавая более прочную структуру с меньшей амплитудой тепловых колебаний. Второй фактор, который в большей степени относится к соединению битума и гранита, состоит в том, что в битум из гранита проникают ионы железа с тем же самым эффектом сжатия межатомных связей битума внутри его молекул [16-18].

Как будет показано ниже, это подтверждается тем, что при добавлении в битум железного сурика (Fe₂O₃) его и адгезионная и когезионная прочность значительно возрастает.

Чтобы окончательно делать вывод о прочности композита, необходимо установить коэффициент чувствительности его адгезионных соединений к механическим напряжениям. В данной работе для этого использована установка, схема которой представлена на рис. 5.



Рис. 5. Устройство для создания статической сдвигающей нагрузки: 1 – испытуемый образец; 2 – рычаг; 3 – груз (сосуд с водой); 4 – электрочасы; 5 – разъемный контакт; 6 – станина; 7 – подставка.

Методика испытания предусматривала определение продолжительности времени, через которое соединение образцов разрушится при постоянной нагрузке. Более подробно она описана в работе [9].

Использовался немодифицированный и модифицированный битум БНД 60/90. В качестве модификатора применялся мелкоисперсный порошок железного сурика (Fe₂O₃) в количестве двух и четырех процентов от массы битума.

При склеивании гранитных образцов часть их термостатировалась при 140 °С в течение 72 часов. Испытания на долговечность проводились при комнатной температуре 20 °С.

Результаты вычисления коэффициента чувствительности к механическим напряжениям по формуле 11 представлены в виде графиков на рис. 6.

$$\gamma = \frac{(29, 2 - \ln \tau_*) \cdot 293 \cdot R - u_a}{\sigma} \tag{11}$$



Рис. 6. Зависимость прочности и чувствительности адгезионного соединения битума к механическим напряжениям от содержания железного сурика: 1,3 без термостатирования; 2,4 с термостатированием (72 часа, 140 °C)

Заключение

В результате выполненной работы доказано, что в большинстве полимерных композитов разрушение происходит по связующей фракции, которая объединяет все другие в единый многокомпонентный материал. В асфальтобетоне это дисперсные минеральные фракции соединены нефтяным битумом.

Доказано, что процесс разрушения межатомных и межмолекулярных связей в полимерной связующем, а также его адгезионных связей может быть описан с позиций термофлуктуационной теории прочности.

Разработана методика определения величины энергии активации процесса разрушения самого связующего (битума) и его адгезионных связей, используя которые можно рассчитать когезионную и адгезионную прочность, а также долговечность композита с учетом условий его работы: температуры и продолжительности действия нагрузок.

Используя модификаторы полимера, можно существенно уменьшить его чувствительность к механическим напряжениям, в частности в битум достаточно внести 2-4 % мелкодисперсного порошка железного сурика.

Одним из главных практических результатов, может быть, повышение долговечности дорожных асфальтобетонных покрытий, благодаря уточнения назначения оптимальных режимов приготовления горячих асфальтобетонных смесей.

Дальнейшим перспективным направлением запланирована разработка компьютерного программного обеспечения для выполнения инженерных расчетов с использованием результатов выполненных экспериментов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Гуреев, А. А. Нефтяные вяжущие материалы. М.: Недра, 2018. 155 с.
- [2] Yuan, J. LED-based measurement system for affinity between bitumen and aggregate / J. Yuan, W. J. Dong, J. J. Chen. Construction and Building Materials. 2015. Vol. 81. pp. 298–302.
- [3] Migle Paliukaitea, Viktoras Vorobjovasa, Matas Buleviciusb, Vitalijus Andrejevasa Evaluation of different test method for bitumen adhesion properties. Transportation Research Procedia. 2016, Vol. 14, pp. 724-731.
- [4] Yazhi Xu, Chuanfeng Zheng, Yepeng Feng, Xuldong Guo Lowtemperature cohesive and adhesive strength testing of contact surface between bitumen and mineral aggregates by image analysis // Construction and buildings materials, 2018, Vol. 183, pp. 95-101.
- [5] Gawdzik Barbara, Tadeusz Matynia and Krzysztof Blazejowski. The use of De-vulcanized recycled rubber in the modification of road bitumen. Material 2020, 13(21), pp.1-21.

- [6] А.Я. Башкарев, В.И. Веттегрень, М.А. Суслов Долговечность полимерных композитов. Издательство политехнического университета, 2016, 147 с.
- [7] Bashkarev A.Y., 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.RE.M.E.), Vol. 11, N.9, September 2017, pp. 673-676.
- [8] Applications of Machine Vision-Quality Control, Cancer Detection and Traffic Surveillance. Сайт Лундского университета (Швеция). URL: http://www.maths.lu.se/fileadmin/maths/personal_staff/hanna/phd_thesis.p df (дата обращения 05.04.2022).
- [9] Рудской А.И., Башкарев A.Я, Славутин Л.В. Долговечность полимерных композиционных материалов. Современное машиностроение: Наука образование: 10-й И материалы Международной конференции СПб: Политех-Пресс, 2021, с.677-689.
- [10] В.И. Веттегрень, С.А. Иваньков, Р.И. Мамалинов. Деформация химических связей в молекулах покрытия из полиамида на поверхности стали. Журнал тенической физики. 2011, Т.81. Вып. 10, с. 107-113.
- [11] 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.
- [12] Тюрюханов К.Ю. Исследование взаимодействия битума с минеральными частицами в асфальтобетоне. Транспортные сооружения. 2018. Т. 5. № 1.19 с.
- [13] Ying Yuan, Long Chen relationship among cohesion, adhesion and bond strength. Materials and design, V.185, January, 2020.
- [14] Porto M., Caputo P., Loise V., Eskandarsefat S., Teltayev B., Rossi C. Bitumen and bitumen modification: A Review on Latest Advances. Appl. Sci, 2019, №9, pp. 1–35.
- [15] Canestrari F., Ctardone F., Gratiana A. Adhesive and cohesive properties of asphalt-agregate systems subjected to moisture damage/ J.Road materials and Pavement Design, vol. 11, 2010, pp.11-32.
- [16] В.И. Веттегрень, Башкарев А.Я., Суслов М.А. Влияние формы частиц наполнителя на прочность полимерного композита. Письма в журнал технической физики. 2007.Т. 33. Вып. 20. с.37-47.
- [17] Zhang H., Ge., Ye H. Effectiveness of the heat conduction rein forcement of particle filled composites. Modelling simul. Mater.Sce.Eng.2005. Vol.13, pp. 401-412.
- [18] Zhang, J. Influence of aggregate mineralogical composition on water resistance of aggregate-bitumen adhesion / J. Zhang, A. K. Apeagyei, G.

D. Airey и др. // International Journal of Adhesion and Adhesives. - 2015. - Vol. 62. - pp. 45-54.

A.I. Rudskoy¹, A.Y. Bashkarev¹, V.Y. Bessonova¹

APPLICATION OF THE THERMOFLUCTUATION THEORY OF STRENGTH TO CALCULATE THE DURABILITY OF ADHESIVE JOINTS ON THE EXAMPLE OF GRANITE-BITUMEN COMPOSITES

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article considers adhesive and cohesive mechanism of polymer composites destruction, including methods of determination of parameters of strength and durability, as well as their dependence on temperature-time factors. The results of experiments performed with connections of granite and bitumen, including modified iron meerka (Fe2O3) are presented.

Key words: strength, durability, adhesion, bitumen, fillers.

REFERENCES

- [1] Gureev, A. A. Petroleum binding materials. M.: Nedra, 2018. 155 p.
- [2] Yuan, J. LED-based measurement system for affinity between bitumen and aggregate / J. Yuan, W. J. Dong, J. J. Chen. Construction and Building Materials. - 2015. Vol. 81. pp. 298–302.
- [3] Migle Paliukaitea, Viktoras Vorobjovasa, Matas Buleviciusb, Vitalijus Andrejevasa Evaluation of different test method for bitumen adhesion properties. Transportation Research Procedia. 2016, Vol. 14, pp. 724-731.
- [4] Yazhi Xu, Chuanfeng Zheng, Yepeng Feng, Xuldong Guo Lowtemperature cohesive and adhesive strength testing of contact surface between bitumen and mineral aggregates by image analysis // Construction and buildings materials, 2018, Vol. 183, pp. 95-101.
- [5] Gawdzik Barbara, Tadeusz Matynia and Krzysztof Blazejowski. The use of De-vulcanized recycled rubber in the modification of road bitumen. Material 2020, 13(21), pp.1-21.
- [6] A.Y. Bashkarev, V.I. Vettegren, M.A. Suslov Durability of polymer composites. Polytechnic University Press, 2016, p.147.

- [7] Bashkarev A.Y., 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.RE.M.E.), Vol. 11, N.9, September 2017, pp. 673-676.
- [8] Applications of Machine Vision-Quality Control, Cancer Detection and Traffic Surveillance. Website of Lund University (Sweden). URL: http://www.maths.lu.se/fileadmin/maths/personal_staff/hanna/phd_thesis.p df (accessed 05.04.2022).
- [9] Rudskoy A.I., Bashkarev A.Y, Slavutin L.V. Durability of polymer composite materials. Modern Mechanical Engineering: Science and Education: Materials of the 10th International Conference St. Petersburg: Polytech-Press, 2021, pp.677-689.
- [10] V.I. Vettegren, S.A. Ivankov, R.I. Mamalinov. Deformation of chemical bonds in polyamide coating molecules on the steel surface. Journal of Technical Physics. 2011, vol.81. Issue 10, pp. 107-113.
- [11] V.I. Vettegren, I.I. Novak, B.B. Kulik. Thermal and fluctuation deformations of chemical bonds in surface and boundary layers of polymers. Solid state physics. 2005. Vol. 47. Issue 5. pp.893-898.
- [12] Tyuryukhanov K.Yu. Investigation of the interaction of bitumen with mineral particles in asphalt concrete. Transport facilities. 2018. Vol. 5. No. 1. p. 19.
- [13] Ying Yuan, Long Chen relationship among cohesion, adhesion and bond strength. Materials and design, V.185, January,2020.
- [14] Porto M., Caputo P., Loise V., Eskandarsefat S., Teltayev B., Rossi C. Bitumen and bitumen modification: A Review on Latest Advances. Appl. Sci, 2019, №9, pp. 1–35.
- [15] Canestrari F., Ctardone F., Gratiana A. Adhesive and cohesive properties of asphalt-agregate systems subjected to moisture damage/ J.Road materials and Pavement Design, vol. 11, 2010, pp.11-32.
- [16] V.I. Vettegren, Bashkarev A.Y., Suslov M.A. Influence of the shape of filler particles on the strength of a polymer composite. Letters to the Journal of Technical Physics. 2007. T. 33. Issue 20. pp.37-47.
- [17] Zhang H., Ge., Ye H. Effectiveness of the heat conduction rein forcement of particle filled composites. Modelling simul. Mater.Sce.Eng.2005. Vol.13, pp. 401-412.
- [18] Zhang, J. Influence of aggregate mineralogical composition on water resistance of aggregate-bitumen adhesion / J. Zhang, A. K. Apeagyei, G. D. Airey и др. // International Journal of Adhesion and Adhesives. - 2015. -Vol. 62. - pp. 45-54.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 669.295 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-556

Ю.Б. Егорова¹, Л.В. Давыденко², С.Б. Белова³, Е.Н. Егоров⁴

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПСЕВДО β-ТИТАНОВОГО СПЛАВА



¹Юлия Борисовна Егорова, Московский авиационный институт Россия, Москва Тел.: (917)556-8258, e-mail: <u>egorova_mati@mail.ru</u>



² Людмила Васильевна Давыденко Московский политехнический университет Россия, Москва Тел.: (926)116-7666, e-mail: <u>mami-davidenko@mail.ru</u>



³ Светлана Борисовна Белова Московский авиационный институт Россия, Ступино, Московская область Тел.: (910)453-4825, e-mail: <u>belovamai@gmail.com</u>



⁴ Евгений Николаевич Егоров Московский авиационный институт Россия, Москва Тел.: (917)556-8258, e-mail: <u>aravir_ene@mail.ru</u>

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы прогнозирования механических и технологических свойств при холодной деформации псевдо β-титанового сплава ВТ35 в зависимости от химического состава. На основе литературных данных и результатов собственных исследований установлено, что колебания паспортного состава приводят к значительной вариации свойств. Выявлено, что основной вклад в уровень прочности

сплава BT35 оказывают α-стабилизаторы алюминий и примеси внедрения, в то время как увеличение суммарного содержания β-стабилизаторов приводит к незначительному снижению предела прочности. Разработаны требования, обеспечивающие повышенный уровень технологических свойств сплава BT35 при холодной деформации.

Ключевые слова: псевдо β-титановый сплав, паспортный состав, эквиваленты по алюминию и молибдену, механические и технологические свойства, статистический анализ, прогнозирование.

Введение

Высоколегированный титановый сплав ВТ35 относится к псевдо βклассу с очень устойчивой β-фазой [1]. После отжига или закалки из βобласти β-фаза сохраняется не только при охлаждении на воздухе, но и при охлаждении в печи.

Сплав ВТ35 считают перспективным материалом для изготовления высокопрочных элементов авиационных и аэрокосмических конструкций [1 - 7]. В конструкциях планера самолета сплав ВТ35 рекомендован для изготовления штампосварных листовых деталей, крепежа и узлов, длительно работающих при температурах до 300°С [2]. Детали крепления относятся к изделиям массового производства, поэтому технология изготовления деталей должна иметь высокую производительность, что можно обеспечить холодной высадкой элементов крепления [4]. Это увеличить производительность И коэффициент позволяет резко использования материала, в 2-3 раза сократить производственные площади, в 4 раза сократить затраты на оборудование по сравнению с методом горячей высадки [4]. В работе [6] обосновано, что из отечественных сплавов наиболее перспективными для изготовления крепления являются сплавы ВТ32 и ВТ35. На основе деталей сравнительного анализа технологической пластичности этих сплавов при комнатной температуре было установлено, что при испытаниях на осадку сплав BT35 в закаленном состоянии имеет преимущество по сравнению со сплавом ВТ32. Последующее старение обеспечивает высокие прочностные характеристики готовым изделиям [5, 6].

Сплав ВТ35 является аналогом американского сплава Тi-15-3-3-3 [1, 3, 8-11], но помимо основных легирующих элементов (ванадия, хрома, алюминия, олова) содержит молибден и цирконий, которые обеспечивают дополнительное упрочнение. Алюминий и цирконий препятствуют образованию ω -фазы при закалке. Сплав ВТ35 имеет средние марочные значения структурных эквивалентов по алюминию $[Al]_{_{3KB}}^{crp} \sim 6,0\%$ и молибдену $[Mo]_{_{3KB}}^{crp} \sim 17,0\%$ при их довольно большом возможном разбросе, составляющем суммарно в абсолютных величинах 13,5%, что может 522

оказать существенное влияние на стабильность механических и технологических свойств полуфабрикатов (табл. 1). Общий разброс предела прочности отожженных прутков и листов из сплава ВТ35 по различным литературным данным может составлять 740-880 МПа, относительного удлинения 12-26% [1]. После упрочняющей термической обработки разброс свойств еще выше: 820-1400 МПа для предела прочности и 6-25% для относительного удлинения в зависимости от режимов закалки, старения и колебаний химического состава [1].

Состав	Основные легирующие элементы, % массе				Примеси, % по массе, не более				[Mo] ^{стр} %	[Al] _{экв} %		
	Al	V	Cr	Mo	Sn	Zr	Fe	C	Ν	0		
Минимал ьный	2	14	2	0,5	2	0,5	0,001	0,001	0,001	0,001	13,8	2,7
Средний	3	15	3	1,25	3	1,55	0,15	0,05	0,025	0,08	17,3	6,0
Максима льный	4	16	4	2	4	2	0,3	0,1	0,05	0,15	20,8	9,2
Паспорт №1611	2,0 - 4,0	14 - 16	2,0 - 4,0	0,5 - 2,0	2,0 - 4,0	0,5 - 2,0	0,3	0,1	0,05	0,15	-	-

Таблица 1. Химический состав [2] и структурные эквиваленты по алюминию и молибдену сплава BT35 (Ti-15V-3Cr-3Al-3Sn-1Zr-1Mo)

Цель настоящей работы состояла в разработке статистических методов прогнозирования механических и технологических свойств сплава ВТ35 в зависимости от химического состава.

Исходные материалы и методика проведения исследований

В работе была проведена статистическая обработка результатов собственных исследований и литературных данных [1-3, 7, 14-18] с помощью программы Statistica.

Исходными данными для прогнозирования предела прочности в зависимости от структурных эквивалентов послужили литературные сведения, в которых приведены типичные (или гарантированные) значения $\sigma_{\rm B}$ отечественных и зарубежных сплавов разных классов после отжига по стандартным режимам. Так как объем статьи ограничен, то в табл. 2 приведены эквиваленты и предел прочности только для $\alpha+\beta$ -сплавов переходного класса, псевдо β - и β -сплавов из справочников [1-3, 7]. Химический состав сплавов оценивали с помощью структурных эквивалентов по алюминию и молибдену [1]:

$$\left[\mathrm{Al}\right]_{_{\mathcal{H}G}}^{cmp} = \%\,\mathrm{Al} + \%\,\mathrm{Sn}/3 + \%\,\mathrm{Zr}/6 + 10\left[\%\,O + \%\,C + 2\%\,N\right],\tag{1}$$

$$[Mo]_{_{JKS}}^{cmp} = \% \operatorname{Mo} + \% Ta / 4,5 + \% \operatorname{Nb}/3,3 + \% W/2 + \% V/1,4 + \% \operatorname{Cr}/0,6 + \% \operatorname{Mn}/0,6 + \% \operatorname{Fe}/0,4 + \% \operatorname{Ni}/0,8.$$
(2)

Для расчета эквивалентов был использован средний марочный состав сплавов. Действие примесей внедрения было принято $[Al]_{_{3KB}}^{crp}=1,0\%$ (м.); примеси, оказывающие β -стабилизирующее действие, и содержание кремния, как примеси, не учитывали.

В качестве объектов для экспериментальных исследований использовали листы толщиной 0,8-1,5 мм и прутки диаметром 10-18 мм из BT35 промышленного производства ВИЛС И ВСМПО. сплава Структурные эквиваленты определяли по соотношениям (1) и (2) по химическому составу исследованных полуфабрикатов. конкретному Образцы подвергали нагреву до температур 750-820°С с последующим охлаждением на воздухе и с печью. Температуру полиморфного превращения (Т_{пп}) определяли методом пробных закалок. Нагрев образцов проводили в воздушной атмосфере в электропечи СНОЛ-2.2,5.1,8/10-ИЗ. Исследования микроструктуры проводили на оптическом микроскопе AXIO Observer.Alm. Измерение твердости по Роквеллу осуществляли на приборе BUEHLER Macromet 5100T согласно ГОСТ 9013-59. Механические испытания на растяжение и осадку были проведены при комнатной температуре в соответствии с ГОСТ 1497-84, ГОСТ 8817-82

Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 1 и 2 приведены зависимости предела прочности α-, псевдо α-, α+β-, псевдо β- и β-сплавов от эквивалентов по алюминию и молибдену. Большой разброс связан с тем, что при построении графической зависимости «прочность – эквивалент по алюминию» не учитывалось влияние эквивалента по молибдену, а зависимости «прочность – эквивалент по алюминию.

С увеличением эквивалента по алюминию с 1 до 10% наблюдается повышение предела прочности, однако степень влияния для разных классов отличается, так как уменьшается угол наклона прямых при переходе от α - к β -сплавам (рис. 1). Эффективность упрочнения α -стабилизаторами и нейтральными упрочнителями составляет ~70 МПа/% (по массе) для α - и псевдо α -сплавов ([Mo]^{стр}_{экв} \approx 0-3,0%), ~50 МПа/% (по массе) для α + β -сплавов ([Mo]^{стр}_{экв} \approx 3,0 – 10,0%), ~35 МПа/% (по массе) для псевдо β - и β -сплавов ([Mo]^{стр}_{экв} \approx 10,0 – 35,0%).

Таблица 2. Химический состав и типичные механические свойства α+β-сплаво	В
переходного класса, псевдо β- и β-титановых сплавов (после отжига)	

N⁰	Сплав	Средний марочный состав	[Mo] ^{ct}	^р [Al] _{экв}	Числ	$\sigma_{\rm B}$,	$\sigma_{\rm B}$,
ПП			%	%	0 л.э.	МПа	ΜПа
					п		Расче
							т по
							(3)
1	Ti-222	Ti-2Mo-2Cr-2Fe	10,3	1,0	3	920	945
2	Ti-17	Ti-5Al-2Sn-2Zr-4Mo-4Cr	10.7	7.0	5	1160	1094
3	BT27	Ti-8Mo-5Cr-3Al	11,0	4,0	3	1120	1018
4	Ti-16-2,5	Ti-16V-2,5Al	11.4	3,5	2	950	1004
5	Beta III	Ti-11.5Mo-6Zr-4.5Sn	11.5	3.5	3	970	1003
6	TNTZ	Ti-29Nb-13Ta-4,6Zr	12,0	1,8	3	750	-
7	Ti-10-2-3	Ti-10V-2Fe-3A1	12.1	4.0	3	980	1013
8	ВТ22И	Ti-3Al-5V-5Mo-1Cr-1Fe	12.7	4.0	5	1100	1010
9	BT22	Ti-5Al-5Mo-5V-1Cr-1Fe	12.7	6.0	5	1175	1060
10	BT22M	Ti-5Al-5V-5Mo-1Cr-1Fe-1.5Sn-2Zr	12.7	6.8	7	1190	1080
11	BT37	Ti-5Al-5Mo-5V-1Cr-1Fe-1,7Sn-2,3Zr	12.7	7.0	7	1200	1085
12	Ti-8	Ti-8Mn	13,3	1,0	1	1000	933
13	Ti-15-5	Ti-15Mo-5Zr	15,0	1,8	2	961	943
14	Ti-15-5-3	Ti-15Mo-5Zr-3Al	15,0	4,8	3	852	1017
15	Ti-15-3-3-3	Ti-15Mo-3Cr-3Al-3Sn (лист)	15.7	5.0	4	820	1018
16	Ti-21Rx	Ti-15Mo-2,7Nb-0,2Si	15.8	1.0	3	1020	920
17	Beta21S	Ti-15Mo-3Al-2.7Nb-0.25Si	15.8	4.0	4	875	993
18	BT35	Ti-15V-3Cr-3Al-3Sn-1Zr-1Mo	17,0	6,20	6	810	1035
19	BT19	Ti-5,5Mo-3,5V-5,5Cr-3Al-1Zr	17,2	4,2	5	1000	991
20	Timet LCB	Ti-6,8Mo-4,5Fe-1,5Al	18,1	2,5	3	1050	944
21	Ti-851	Ti-8V-5Fe-1Al-0,4O***	18,2	5,0	4	1200	-
22	Ti-8823	Ti-8V-8Mo-2Fe-3Al	18.3	4.0	4	890	980
23	BT32	Ti-8V-8Mo-1.5Cr-1.5Fe-3Al	18.7	4.0	5	920	977
24	Beta C	Ti-8V-6Cr-4Mo-4Zr-3Al	19.7	4.7	5	880	990
25	BT15	Ti-11Cr-7Mo-3Al	25,3	4,0	3	960	940
26	BT15-1	Ti-11Cr-7Mo-3Al-1Zr	25,3	4,2	4	980	950
27	Ti-13-11-3	Ti-13V-11Cr-3Al	27,6	4,0	3	990	930
28	TC6	Ti-6V-5Mo-11Cr-3Al	27,6	4,0	4	950	930
29	4201	Ti-33Mo-0,4Zr	32,0	1,8	2	850	852
30	4206	Ti-32Mo-5Al-1,4V-0,23Pd	33,4	6,0	4	1000	950

С увеличением эквивалента по молибдену с 0 до 8-10% предел прочности сначала повышается, достигает максимума для α+β-сплавов переходного класса, а затем снижается для псевдо β- и β-сплавов (рис. 2).



Рис. 1. Зависимость предела прочности от структурного эквивалента по алюминию для α -, псевдо α -, $\alpha+\beta$ -, псевдо β - и β -сплавов; [Mo]^{стр}_{экв}=0-33%; отжиг (закалка) на воздухе



Рис. 2. Зависимость предела прочности от структурного эквивалента по молибдену для α-, псевдо α-, α+β-, псевдо β- и β-сплавов; [*Al*]^{стр}_{экв}=1-10%; отжиг (закалка) на воздухе

Для двухфазных сплавов в отожженном состоянии упрочняющее действие легирующих элементов, стабилизирующих α- и β-фазы, складывается из упрочнения этих фаз и их соотношения в структуре. По мере увеличения доли β-стабилизаторов и, соответственно, количества βфазы в α-матрице повышается прочность сплавов, достигает максимума у сплавов переходного класса с примерно одинаковым количеством α- и βфаз. С дальнейшим ростом содержания β-стабилизаторов в сплаве уменьшается количество α-фазы в β-матрице и прочность снижается от максимальной до прочности сплавов с β-структурой.

Для α+β-сплавов переходного класса, псевдо β- и β-сплавов на участке [*Mo*]^{*cmp*}_{эке}=12-35% наблюдается приблизительно прямолинейная зависимость предела прочности от эквивалента по молибдену, которая показывает, что влияние эквивалента по молибдену крайне незначительно: с увеличением [Mo]^{*c*тр}_{экв} на 1,0% предел прочности снижается всего на 5-6 МПа. Двухфакторная регрессионная зависимость предела прочности от структурных эквивалентов по алюминию и молибдену имеет вид:

$$\sigma_{\rm B} = (980 \pm 70) + 25 [Al]_{_{\rm 3KB}}^{\rm crp} - 5,5 [Mo]_{_{\rm 3KB}}^{\rm crp}.$$
(3)

Модель (3) имеет недостаточно высокий коэффициент корреляции, равный 0,5, и высокую стандартную ошибку модели 98 МПа, что обусловлено значительным разбросом исходных данных. Сравнение типичных значений (наблюдаемых) и предсказанных показывает (табл. 2), что наименьшие остатки наблюдаются для β-сплавов (№25-30 в табл. 2), а для переходных (№1-12) и псевдо β-сплавов (№13-24) характерен большой разброс, который может быть связан с несколькими причинами:

- при расчете было принято содержание примесей в перерасчете на эквивалент по алюминию 1,0%; действительное содержание примесей может существенно отличаться принятого;
- уровень прочности зависит не только от химического состава, но и морфологии и параметров структуры;
- не учитывался вид полуфабриката и его габариты; в таблице 2 приведены для некоторых сплавов свойства прутков, а для других листов, что также может влиять на уровень прочности;
- 4) не учитывался конкретный режим отжига.

Оценка предела прочности сплава ВТ35 по модели (3) дает 965-1105 МПа при среднем прогнозном значении 1035 МПа, что на 225 МПа превышает среднее типичное значение (810 МПа). Для сплава ВТ35 модель (3) можно скорректировать, уменьшив свободный член на 225 МПа:

$$\sigma_{\rm B} = 755 + 25 \left[Al \right]_{_{\mathbf{3}\mathbf{K}\mathbf{B}}}^{\rm crp} - 5,5 \left[Mo \right]_{_{\mathbf{3}\mathbf{K}\mathbf{B}}}^{\rm crp}. \tag{4}$$

Для проверки модели (4) в табл. 3 проведено сопоставление расчетного и реального предела прочности листов и прутков сплава BT35, которое показало их приемлемое соответствие. На рис. 3 модель (4) представлена в

виде прочностной диаграммы в координатах «эквивалент по алюминию – эквивалент по молибдену», с помощью которой можно провести моделирование состава сплава с заданной прочностью. На диаграмме указаны линии равной прочности и штриховая линия, которая соответствует границе, выше которой наблюдается образование α₂-фазы, приводящей к резкому снижению пластичности.



Рис. 3. Прочностная диаграмма «Структурный эквивалент по алюминию - структурный эквивалент по молибдену» для сплава ВТ35; штриховая линия соответствует границе, выше которой наблюдается образование α₂-фазы; охлаждение после отжига или закалки на воздухе.

Полуфабрикат	[Al] ^{cTP}	Mo] ^{ctp}		Литерату		
	0/	%	фак	Т	расчет	pa
	70	70	разброс среднее			
Лист 1,5 мм	5,4	15,9	750-770	760	790	[15]
Пруток 25-40 мм	5,8	16,0	800-855	828	811	[16]
Лист 0,8-1,5 мм	5,6	16,7	769-791	780	790	Собствен
						ные
Пруток 10 мм	5,9	15,6	830-875	857	816	исследов
Пруток 18 мм	5,4	15,1	758-820	790	795	ания

Таблица 3. Механические свойства прутков и листов из сплава ВТ35 после отжига (закалки) на воздухе
Проведенный анализ дает возможность теоретически оценить уровень возможных колебаний предела прочности сплава ВТ35 в пределах марочного состава. Расчет для трех уровней легирования (минимального, среднего и максимального) показывает, что предел прочности может изменяться от 750 до 870 МПа, что сопоставимо с гарантированным разбросом 740-880 МПа (табл. 4).

Состав	[Мо] ^{стр} экв %	[<i>Al</i>] ^{стр} Экв %	σ _{в,} МПа, расчет по (4)
Минимальный	13,8	2,7	750
Средний	17,3	6,0	810
Максимальный	20,8	9,2	870
Гарантированный предел прочности листов 2,0-3,0 мм после отжига [7]	-	-	740-880

Таблица 4. Возможное твердорастворное упрочнение сплава ВТ35 в отожженном состоянии

По данным, приведенным в работах [5, 14], было установлено, что изменение химического состава сплава ВТ35, не выходящее за рамки паспортного состава, может оказывать существенное влияние не только на механические свойства, но и технологические, такие как, например, предельная степень деформации. Для увеличения технологичности при холодной деформации содержание алюминия, ванадия, хрома, олова не должно превышать среднего паспортного значения. Как было показано выше, основной вклад в уровень прочностных свойств сплава ВТ35 оказывают алюминий и примеси внедрения, поэтому с учетом данных работы [14] эти требования в перерасчете на эквивалент по алюминию по нашим данным соответствуют $[Al]_{_{\rm ЭКВ}}^{\rm стр} \leq 5,5\%$, а $\sigma_{\rm B} \leq 810$ МПа. Для моделирования состава сплава, имеющего рекомендуемый уровень предела прочности и высокие технологические свойства при холодной деформации, можно использовать соотношение (4) и прочностную диаграмму (рис. 3).

Для дальнейших исследований были выбраны прутки с содержанием эквивалентным [*Al*]^{стр}_{экв}=5,4%, примесей, легирующих элементов И $[Mo]_{ave}^{ctp} = 15,1\%.$ Температура полиморфного превращения соответствовала 740°С, расчетный предел прочности при комнатной температуре составляет 795 МПа. В табл. 5 приведены результаты испытаний на осадку и растяжение образцов после нагрева до температур 720-820°С и охлаждения на воздухе и с печью. Анализ полученных результатов показывает, что температура нагрева мало влияет на твердость и механические свойства при растяжении, что обусловлено большой 529 стабильностью β-фазы в сплаве ВТ35. Проведённый микроструктурный анализ показал, что образцы имеют однофазную структуру, представленную β-зёрнами, что объясняется подавлением β→α-превращения из-за высокого содержания β-стабилизирующих элементов.

При испытаниях на осадку наиболее высокие значения предельной степени деформации до появления первой трещины наблюдаются после нагрева до температур β-области (780-820°С) с последующим охлаждением на воздухе (табл. 5).

Температура	HRC	σ _{в,} МПа	δ, %	$\epsilon_{\pi p}, \%$		
нагрева, °С		,				
Охлаждение на воздухе						
720	26	812	26	65		
780	27	810	25	70		
820	27	790	25	75		
Охлаждение с печью						
720	28	772	28	57		
780	27	808	26	53		
820	27	789	25	58		

Таблица 5. Влияние температуры нагрева и скорости охлаждения на механические свойства сплава ВТ35 при испытаниях на растяжение и осадку

Примечание: є_{пр} - предельная степень деформации до появления первой трещины.

По техническим условиям закалка ИЛИ отжиг сплава BT35 производится с нагревом при температурах 740-760°С в течение 1-2 ч и охлаждением в вакуумной печи со скоростью не менее 6-12 град/мин [1, 7]. При закалке (отжиге) по этому режиму в сплаве ВТ35 фиксируется метастабильная β-фаза, которая дает большой эффект упрочнения при старении. Однако, как следует из проведенного анализа, если требуется высокая технологичность при холодной деформации, то закалку следует производить с температур 780-820°С с охлаждением не с печью, а на воздухе. Однако прочность сплава BT35 при этом недостаточна для авиационной техники. использования В изделиях Поэтому детали подвергают старению ДО достижения необходимых механических характеристик [5, 14, 15, 17, 18]. Необходимо учитывать, что после закалки или отжига с температур В-области псевдо В-сплавы имеют высокие технологические свойства не только при холодной высадке, но и при обработке резанием [19, 20]. После последующего старения сплавы обладают крайне низкой обрабатываемостью резанием из-за высокой прочности и низкой пластичности [19-22]. Поэтому при проектировании технологических процессов изготовления деталей из сплава BT35 основной объем механической обработки следует рекомендовать после закалки (отжига), а чистовые операции – после старения [19, 20].

Заключение

- 1. На основе обобщения литературных данных и результатов собственных исследований проанализирована зависимость предела прочности отожженных полуфабрикатов из α-, псевдо α-, α+β-, псевдо β- и β-сплавов от химического состава, выраженного через эквиваленты по алюминию и молибдену.
- Максимальный уровень прочности наблюдается для α+β-сплавов переходного класса с [Mo]^{стр}_{экв} = 10 12% при [Al]^{стр}_{экв}=9-10% и фазовым составом, представленным 50% α-фазы и 50% β-фазы.
- Установлено, что основной вклад в уровень прочности сплава ВТ35 оказывают α-стабилизаторы алюминий и примеси внедрения, в то время как увеличение суммарного содержания βстабилизаторов приводит к незначительному снижению предела прочности.
- 4. Скорректирована регрессионная модель, позволяющая теоретически оценить уровень прочности сплава ВТ35 в пределах паспортного состава после отжига или закалки на воздухе.
- Обоснованы требования для обеспечения высокой технологичности сплава ВТ35 при холодной деформации: [*Al*]^{стр}_{экв} ≤ 5,5%, σ_в ≤ 810 МПа, предварительный нагрев до температур β-области, охлаждение на воздухе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС МАТИ, 2009 520 с.
- [2] Авиационные материалы: Справочник в 12 т. / под общ. ред. Е.Н. Каблова. Т.6 Титановые сплавы. М.: ВИАМ, 2010, 96 с.
- [3] Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / Ed. by R. Boyer, G. Welsch, E.W. Collings ASM International. The material Information Society, 1994 1176 pp.
- [4] Володин В.А., Колачев Б.А., Митин А.В., Мальков А.В., Коростелев А.Ф. Технология изготовления деталей крепления. М.: Металлургия, 1996, 144 с.
- [5] Скворцова С.В., Федорова Л.В., Шалин А.В., Гвоздева О.Н. Изучение взаимосвязи состава, структуры и механических свойств титанового псевдо β-сплава для определения оптимального состояния, обеспечивающего повышенную динамическую прочность // Деформация и разрушение материалов, 2022, №3, с.18-24.

- [6] Скворцова С.В., Грушин И.А., Володин А.В., Юдаев С.В., Нейман А.П. Сравнительный анализ деформируемости псевдо β-титановых сплавов при комнатной температуре // Титан. 2016. № 3 (53). С. 29–35.
- Моисеев B.H. Титан И титановые сплавы. Энциклопелия [7] "Машиностроение". T.2-3. Шветные металлы сплавы. И Композиционные металлические материалы. // Под ред. И.Н. Фридляндера. М.: Машиностроение. 2001, с.272-354.
- [8] K. V. Sudhakar, Ethan Wood. Superplastic Grade Titanium Alloy: Comparative Evaluation of Mechanical Properties, Microstructure, and Fracture Behavior // Journal of Materials, Volume 2016, Article ID 2309232, 7 pages <u>http://dx.doi.org/10.1155/2016/2309232</u>
- [9] Yugo Nusa Wiryasanjani, Andoko Andoko. Analysis of low cycle fatigue in titanium materials 15-3-3-3 // iCOMERA 2020 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 1034 (2021), 012020 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/1034/1/012020
- [10] Fanning J.C. Military applications for β-titanium alloys // Journal of Materials Engineering and Performance. 2005. V. 14. P. 686-690.
- [11] Lee W.-S., Lin C.-F., Chena T.-H., Hwang H.-H. Correlation of dynamic impact properties with adiabatic shear banding behaviour in Ti-15Mo-5Zr-3Al alloy // Materials Science and Engineering. 2008. V. 475. N 1-2. P. 172-184.
- [12] Каблов Е.Н., Ночовная Н.А., Грибков Ю.А., Ширяев А.А. Разработка высокопрочного титанового псевдо-β-сплава и технологий получения полуфабрикатов из него // Вопросы материаловедения. 2016. Т. 87. № 3. С. 23-31.
- [13] Путырский С.В., Яковлев А.Л., Ночовная Н.А. Преимущества и применение высокопрочных титановых сплавов и перспективные направления при разработке новых // Вестник машиностроения. 2018. № 7. С. 68–71.
- [14] Скворцова С.В., Шалин А.В., Гвоздева О.Н., Ручина Н.В., Володин А.В., Кавченко Е.В. Анализ влияния химического состава и термической обработки на структуру и механические свойства сплава ВТ35 // Титан, 2017, № 4, с.12-16.
- [15] Володин В.А., Колачев Б.А., Воробьев А.И., Моисеев В.Н., Воробьев И.А. Влияние старения на структуру и твердость закаленного сплава ВТ35// Цв.металлургия, 2004, №5, с.42-47
- [16] Манишева А. И. Исследование влияния радиально-сдвиговой прокатки и последующих отжигов на структуру и механические свойства титановых сплавов ВТ22 и ВТ35: магистерская диссертация по направлению подготовки: 03.04.02 Физика Томск: НИ ТГУ, 2022. URL:

https://vital.lib.tsu.ru/vital/access/manager/Repository/vital:16012

- [17] Коробов О.С., Долгов В.В. Закономерности фазовых и структурных изменений при термической обработки сплава ВТ35. Влияние холодной деформации // Титан, 1993, № 4, с. 17-21.
- [18] Тетюхин В.В., Грибков Ю.А., Модер Н.И., Водолазский В.Ф. Исследование структурных и фазовых превращений в сплаве ВТ35 при изготовлении тонких листов // Титан, 1996, № 9(1), с.25-29.
- [19] Y. B. Egorova, L. V. Davydenko, E. N. Egorov, S. B. Belova. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering (IREME).- 2017.- V.11.-N. 5.- P.320-325.
- [20] Egorova Yu.B., Skvortsova S.V., Davydenko R.A., Mitropol'skaya N.G., Methods of increasing efficiency of machinability of titanium and titanium alloy// Inorganic Materials: Applied Research, 2013. Vol. 4. № 1.Pp.46-51.
- [21] N. Khanna, K. S. Sangwan. Machinability study on 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, March 1. - V.227. - P. 357- 361.
- [22] Agostino Maurotto, Carsten Siemers, Riaz Muhammad, Anish Roy, Vadim Silberschmid. Ti Alloy with Enhanced Machinability in UAT Turning // Metallurgical and Materials Transactions A, February 2014. <u>http://dx.doi.org/10.1007/s11661-014-2236-y</u>

Yu.B.Egorova¹, L.V.Davidenko², S.B.Belova³, E.N.Egorov⁴,

PREDICTION OF MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PROPERTIES OF PSEUDO-β-TITANIUM ALLOY

^{1,3,4} Moscow Aviation Institute, Russia; ²Moscow Polytechnic University, Russia.

Abstract

The issues of predicting the mechanical and technological properties during cold deformation of the pseudo β -titanium alloy VT35 depending on the chemical composition in the work are considered. On the basis of literature data and the results of our own research, it was found that fluctuations in the passport composition lead to a significant variation in properties. It was found that the main contribution to the strength level of the VT35 alloy is made by α -stabilizers aluminum and interstitial impurities, while an increase in the total content of β -stabilizers leads to a slight decrease in the ultimate strength.

Requirements have been developed that provide an increased level of technological properties of the VT35 alloy during cold deformation.

Key words: pseudo β -titanium alloy, passport composition, aluminum and molybdenum equivalents, mechanical and technological properties, statistical analysis, prediction.

REFERENCES

- [1] Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС МАТИ, 2009 520 с. (rus.)
- [2] Авиационные материалы: Справочник в 12 т. / под общ. ред. Е.Н. Каблова. Т.6 Титановые сплавы. М.: ВИАМ, 2010, 96 с. (rus.)
- [3] Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / Ed. by R. Boyer, G. Welsch, E.W. Collings ASM International. The material Information Society, 1994 1176 pp.
- [4] Volodin V.A., Kolachev B.A., Mitin A.V., Malkov A.V., Korostelev A.F. Technology of manufacturing fastening parts. M.: Metallurgy, 1996, 144 p. (rus.)
- [5] Skvortsova S.V., Fedorova L.V., Shalin A.V., Gvozdeva O.N. Study of the relationship between the composition, structure and mechanical properties of a titanium pseudo- β alloy to determine the optimal state providing increased dynamic strength // Deformation and destruction of materials, 2022, No. 3, pp.18-24. (rus.)
- [6] Skvortsova S.V., Grushin I.A., Volodin A.V., Yudaev S.V., Neiman A.P. Comparative analysis of deformability of pseudo-titanium alloys at room temperature // Titanium. 2016. No. 3 (53). pp. 29-35 (rus.)
- [7] Moiseev V.N. Titanium and titanium alloys. Encyclopedia "Mechanical Engineering". Vol.2-3. Non-ferrous metals and alloys. Composite metal materials. // Edited by I.N. Friedlander. M.: Mechanical Engineering. 2001, pp.272-354. (rus.)
- [8] K. V. Sudhakar, Ethan Wood. Superplastic Grade Titanium Alloy: Comparative Evaluation of Mechanical Properties, Microstructure, and Fracture Behavior // Journal of Materials, Volume 2016, Article ID 2309232, 7 pages http://dx.doi.org/10.1155/2016/2309232
- [9] Yugo Nusa Wiryasanjani, Andoko Andoko. Analysis of low cycle fatigue in titanium materials 15-3-3-3 // iCOMERA 2020 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 1034 (2021), 012020 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/1034/1/012020
- [10] Fanning J.C. Military applications for β-titanium alloys // Journal of Materials Engineering and Performance. 2005. V. 14. P. 686-690.
- [11] Lee W.-S., Lin C.-F., Chena T.-H., Hwang H.-H. Correlation of dynamic impact properties with adiabatic shear banding behaviour in Ti-15Mo-5Zr-

3Al alloy // Materials Science and Engineering. 2008. V. 475. N 1-2. P. 172-184.

- [12] Kablov E.N., Nochovna N.A., Gribkov Yu.A., Shiryaev A.A. Development of high-strength titanium pseudo-β-alloy and technologies for obtaining semi-finished products from it // Questions of Materials Science. 2016. Vol. 87. No. 3. pp. 23-31. (rus.)
- [13] Butyrsky S.V., Yakovlev A.L., Nochovna N.A. Advantages and application of high-strength titanium alloys and promising directions in the development of new ones // Bulletin of Mechanical Engineering. 2018. No. 7. pp. 68-71. (rus.)
- [14] Skvortsova S.V., Shalin A.V., Gvozdeva O.N., Ruchina N.V., Volodin A.V., Kavchenko E.V. Analysis of the influence of chemical composition and heat treatment on the structure and mechanical properties of VT35 alloy // Titanium, 2017, No. 4, pp.12-16. (rus.)
- [15] Volodin V.A., Kolachev B.A., Vorobyev A.I., Moiseev V.N., Vorobyev I.A. The effect of aging on the structure and hardness of the hardened VT35 alloy// Tsv.metallurgiya, 2004, No. 5, pp.42-47. (rus.)
- [16] Manicheva A. I. Investigation of the influence of radial shear rolling and subsequent annealing on the structure and mechanical properties of titanium alloys VT22 and VT35: Master's thesis in the field of training: 03.04.02 Physics Tomsk: NI TSU, 2022 (rus.) URL:https://vital.lib.tsu.ru/vital/access/manager/Repository/vital:16012
- [17] Korobov O.S., Dolgov V.V. Regularities of phase and structural changes during heat treatment of VT35 alloy. The influence of cold deformation // Titan, 1993, No. 4, pp. 17-21. (rus.)
- [18] Tetyukhin V.V., Gribkov Yu.A., Moder N.I., Vodolazsky V.F. Investigation of structural and phase transformations in VT35 alloy in the manufacture of thin sheets // Titan, 1996, No. 9(1), pp.25-29. (rus.)
- [19] Y. B. Egorova, L. V. Davydenko, E. N. Egorov, S. B. Belova. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering (IREME).- 2017.- V.11.-N. 5.- P.320-325.
- [20] Egorova Yu.B., Skvortsova S.V., Davydenko R.A., Mitropol'skaya N.G., Methods of increasing efficiency of machinability of titanium and titanium alloy// Inorganic Materials: Applied Research, 2013. Vol. 4. № 1.Pp.46-51.
- [21] N. Khanna, K. S. Sangwan. Machinability study on 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, March 1. - V.227. - P. 357- 361.
- [22] Agostino Maurotto, Carsten Siemers, Riaz Muhammad, Anish Roy, Vadim Silberschmid. Ti Alloy with Enhanced Machinability in UAT Turning //

Metallurgical and Materials Transactions A, February 2014. http://dx.doi.org/10.1007/s11661-014-2236-y ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.7.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-557

А.И. Попов¹, С.А. Кислицын²

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СТРУЙНОЙ ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОЙ РЕЗКИ



¹Александр Иннокентьевич Попов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-9302, E-mail: <u>popov_ai@spbstu.ru</u>. ²Сергей Альбертович Кислицын, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)999-236-58-69, E-mail: igoigo0510@mail.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены теоретические основы струйной электролитноплазменной резки. Показан процесс формирования электролитноплазменной струи из полого катода на металлический анод в условиях атмосферного давления. Рассмотрены теоретические предпосылки резки тонкостенных металлических материалов струей электролитной плазмы.

Проведен морфологический анализ поверхности после струйной обработки. Показаны результаты мультифизического гидродинамического и электростатического моделирования свободнопадающей струи на поверхность при расчете в программе COMSOL Multiphysics. Результаты показали, что максимальные скорости резки достигаются при комбинированном воздействии гидродинамических и электрофизических параметров процесса.

Ключевые слова: струя, электролит, плазма, морфология, поверхность, моделирование

Введение

В условиях ужесточения зарубежных санкций и снижения уровня доступности технологических решений для РФ основные пути развития предприятий должны опираться на внутренние научные ресурсы и технологические разработки [1]. Одним из таких технологических решений для резки тонкостенных материалов является технология струйной электролитно-плазменной обработки [24]. Собственно электролитноплазменная обработка используется не одно десятилетие для разных технологических применений, таких как закалка, легирование, полировка, очистка воды и др [14]. Однако работ, посвященных струйной электролитно-плазменной резки, не удалось найти. Поэтому представляет определенный интерес сравнение с существующими технологическими методами раскройной обработки материалов. Для линейных поверхностей это прежде всего резка на гильотинных ножницах[15]. Однако она ограничена линейным срезом. Другим современными видами резки, представляющими из себя локализованный пучок энергии являются гидроабразивная[16], лазерная (комбинированная в струе воды)[17], плазменная резка[19], эрозионная резка проволокой [20]. Каждый из этих видов воздействия на поверхность разрушают связи материала сдвигом, температурным воздействием. Рассматривая стоимость и сложность оборудования для реализации этих технологических процессов можно отметить, что оно обладает значительной стоимостью. Кроме этого, плазменный атмосферный процесс резки сопровождается выбросом в атмосферу паров тяжелых металлов[22]. Лазерный процесс имеет определенный радиационный фон. Эрозионная обработка проволокой представляет из себя длительный процесс. Поэтому, по нашему мнению, является актуальным создание технологического процесса резки более дешевым технологическим способом, более быстрым, и экологически более чистым.

Методы

Для проведения исследований использовали поток струи электролита реализованной на установке струйной электролитно-плазменной обработки, разработанной в Высшей школе машиностроения, ИММиТ, СПбПУ[24]. Исследования струйного потока электролита проводили при разных объемных потоках электролита (8-120 л/ч). Размер зоны растекания измеряли при высоте токоподвода 0-30мм. Объемный поток электролита измеряли с помощью мерного химического стакана по ГОСТ 23932-90. Время измеряли секундомером. Размер зоны растекания электролита измеряли металлической линейкой с ценой деления 0,5 мм. Диагностику потока электролита проводили с помощью вертикального стержня Ø 0,8 мм (рис.1).

В работе использовали современные САПР программы, программу твердотельного моделирования SOLIDWORKS, и программу мультифизического моделирования COMSOL Multiphysics, В дальнейшем производили построение модели зоны обработки загрузкой облака точек в программу Wolfram Mathematica и моделировании области электролитноплазменного разряда.

Результаты исследований

Диагностика электролитической струи

Нами были проведены исследования ПО диагностике электролитической свободнопадающей поверхность струи на металлического анода (рис.1). Исследования показывают, что при растекании по поверхности от оси полого катода скорость струи значительно уменьшается. Если вблизи полого катода струя заходит на диагностический щуп с образованием капли или гребешка, то ближе к кольцу скорость струи резко падает (рис. 1, а, б, в, е). Диагностика щупом показывает значительное изменение формы кольца при установке щупа вблизи оси струи. Диапазон скоростей потока на поверхности, измеренный нами разными способами равен 0,022 – 0,2 м/с (рис.1, ж). Увеличение диаметра кольца электролита на поверхности прямо пропорционально объемному расходу электролита (рис. 2). Минимальное значение раскрытия кольца в нашем случае составило 6 мм (рис. 1, 3).

Гидродинамическое моделирование

Гидродинамические исследования проводились в программном комплексе «Comsol Multiphysics ver. 6.0». Рассматриваемая модель отражает процесс элетролитно-плазменной размерной обработки. В котором ламинарный поток электролита с определенной скоростью направлен перпендикулярно к обрабатываемой детали. Таким образом, в геометрии модели была построена область течения электролита и область детали в общем виде (рис.3, a). Модель имеет ось симметрии и построена в оссиметричном пространстве.

В качестве узла для исследования течения в ламинарном режиме был выбран модуль «Laminar Flow». К области течения, в рамках исследования, был применен материал из библиотеки программы «Water». В области моделирования течения жидкости были заданы такие параметры как: вход жидкости область и выход из нее; скорость на входе равна 2 м/с,

температура имеет значение комнатных условий 293,15 К, давление на выходе атмосферное.



Рис. 1. Исследование гидродинамических характеристик электролита: *a*) подъем капли электролита на диагностический щуп, 120 л/ч; *б*) развитие гребешка потока в основании диагностического щупа, острый угол расхождения потока, 120 л/ч; *в*) одновременное формирование гребешка и капли на диагностическом щупе, 120 л/ч; *е*) незначительное изменение пятна растекания при контроле потока на периферии пятна, 22 л/ч; *д*) измерение пятна растекания металлической линейкой, 22 л/ч; *е*) изменение периферии пятна растекания металлической линейкой, 22 л/ч; *е*) изменение периферии пятна растекания при контроле потока на периферии пятна, 22 л/ч; *ж*) диагностика потока контролем скорости пузырьков воздуха, 120 л/ч; *з*) минимальный размер пятна растекания при объемном расходе 10л/ч; *и*) поток электролита с объемным расходом 22 л/ч при подаче напряжения 90 В.



Рис. 2. Зависимость пятна растекания электролита по поверхности от объемного расхода электролита



Рис. 3. Пример построения модели: *а*) в общем виде; *б*) построение сетки; *в*) расчетная область скорости ламинарного течения жидкости; *г*) расчетная область давления через единицу времени.

Расчет модели в модуле ламинарного течения выполняется по уравнению Навье-Стокса:

$$\frac{d\vec{\upsilon}}{dt} = -(\vec{\upsilon} \times \nabla)\vec{\upsilon} + \nu\Delta\vec{\upsilon} - \frac{1}{\rho} \times \nabla p + \vec{f} , \qquad (1)$$

где ∇−оператор набла;

Δ – векторный оператор Лапласа;

t – время;

v – коэффициент кинематической вязкости электролита;

 ρ – плотность;

p – давление;

 \vec{v} – векторное поле скорости;

 \vec{f} – векторное поле массовых сил.

Для несжимаемой жидкости которым является электролит должно выполняться условие не сжимаемости:

$$\nabla \times \vec{\upsilon} = 0 \tag{2}$$

Для обработки результатов выбран не стационарный решатель, а именно «Frequency-Transient», так как предполагается выполнение дальнейших исследований с данной моделью.

Переходя к построению сетки модели (рис. 2, б), ее размер был выбран «Extra fine», благодаря этому удалось достичь большей точности модели, так как точек, в которых происходит расчет становится больше. Для отображения результатов моделирования было задано несколько временных интервалов. Так появляется наглядно наблюдать протекание и распространение полей скорости и давления в модели. Распространение поля скорости программы позволяет отобразить как в двумерной построенной геометрии, так и в трехмерной, которую в результатах эксперимента «Comsol» строит сам.

В нулевой точке течения времени видно, что область не заполнена жидкостью и на модели результатов расчета скорости и давления видны области с нулевыми полями. В нулевой отрезок времени жидкость с заданной скоростью появляется на границе входа. В следующей точки времени расчета наблюдаются следующие результаты. Жидкость бьет в располагаемый ниже анод. Скорость (рис.3, *в*) в вертикальной части постоянна, что задано начальным условием. В центре столба жидкости у поверхности соприкосновения образуется область, в которой величина скорости равна нулю, но в этой же точки располагается область с максимальным давлением (рис. 3, *г*)

Также, на построенных моделях наблюдается то, что в горизонтальной области течения жидкости имеется зона максимальной скорости и она несколько возросла от первоначальной. Поток с максимальной скоростью в горизонтальном направлении создает завихрение жидкости, тем самым уровень выше, относительно предыдущего. Модель поднимая ee распределения давления в расчетной модели позволяет также увидеть эту область создаваемого завихрения. Именно в ней давление имеет отрицательное значение (рис. 3, г).

Электростатический анализ и анализ моделей полученных в Wolfram Mathematica показывает максимальную концентрацию напряженности поля срезе трубки полого катода (рис.4, а, б). на наружном Данное обстоятельство вносит существенный вклад в процессе струйной электролитно-плазменной резки (рис. 4, е, г).

a)

в)



b)



Рис. 4. Результаты моделирования зоны электролитно-плазменного разряда: а) – электростатический анализ; б) – математическая модель поверхности с ярко выраженным влиянием острого наружного края трубки полого катода (U = 277 B; I = 2,2 A; Q = 22,5 л/ч; h = 6 мм; t = 60 с; k = 20 мг/л); ϵ) – процесс резки листового материала; г) – результат резки стали 08Х18Н9Т.

Обсуждение

Анализ результатов гидродинамического и электростатического моделирования показывает, что струя в зоне обработки воздействует на поверхность с высоким давлением. Это приводит к тому, что электролит растекается в стороны с большой скоростью и вымывает продукты разрушения материала анода из зоны обработки. Электростатика показывает, что острый наружный край трубки полого катода обладает самой высокой напряженностью. Это приводит в определенных условиях к разрушению анода не только в области давления струи, но и глубоким эрозионным воздействиям на периферии этой зоны. Совмещение электрического и гидродинамического воздействия оказывает сильнейшее воздействие на целостность материала приводя его к интенсивному разрушению.

Заключение.

Выбор технологических режимов, и разработка конструкции катода на основе мульти физического моделирования для смещения зоны эрозионного воздействия непосредственно в зону обработки позволяет надеется на разработку технологического процесса электролитноплазменной резки в ближайшем будущем.

Благодарность Авторы выражают благодарность графическому дизайнеру Д.А. Поповой в подготовке иллюстраций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Степанова Т. Д. Технологический суверенитет России как элемент экономической безопасности Экономический журнал Экономика: вчера, сегодня, завтра Том 12, № 9А, 2022. с. 567-575.
- [2] Институциональные аспекты инновационной экономики: монография / Т. И. Безденежных, В. В. Шапкин, О. В. Угольникова [и др.]; Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики, 2012. – 131 с. – ISBN 978-5-228-00590-7. – EDN TLVEJZ.
- [3] Попова, А. И. Северо-Западный регион в системе мирохозяйственных связей / А. И. Попова // Интеграция экономики в систему мирохозяйственных связей: Сборник научных трудов XVII Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 23–25 октября 2012 года. – Санкт-Петербург: Федеральное

государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2012. – С. 100-102. – EDN WDWGQF.

- [4] Роль университета в интеграции образования, науки и бизнеса / С. И. Головкина, А. И. Попова, С. А. Черногорский, Н. В. Валебникова // Университет как фактор модернизации России: история и перспективы (к 55-летию ЧГУ им. И.Н. Ульянова): Материалы Международной научно-практической конференции, Чебоксары, 18 октября 2022 года / Редколлегия: А.Ю. Александров [и др.]. – Чебоксары: Общество с ограниченной ответственностью «Издательский дом «Среда», 2022. – С. 138-140. – EDN NERYTD
- [5] Обеспечение этапов жизненного цикла лопаток паровых турбин применением ультразвукового контроля / А. И. Попова, А. И. Попов, В. С. Медко, М. И. Тюхтяев // Металлообработка. – 2013. – № 5-6(77-78). – С. 43-47. – EDN SBOFBP.
- [6] Попова, А. И. Методы и механизмы управления инновационным потенциалом научно-исследовательской организации : специальность 08.00.05 "Экономика и управление народным хозяйством (по отраслям и сферам деятельности, в т.ч.: экономика, организация и управление предприятиями, отраслями, комплексами; управление инновациями; региональная экономика; логистика; экономика труда; экономика народонаселения и демография; экономика природопользования; предпринимательства; маркетинг; экономика менеджмент; ценообразование; экономическая безопасность; стандартизация и управление качеством продукции; землеустройство; рекреация и туризм)" : диссертация на соискание ученой степени кандидата экономических наук / Попова Алла Ивановна. – Санкт-Петербург, 2009. -230 c. - EDN NQOUTR.
- [7] Захаров, С. В. Ионизационная модель электролитно-плазменного полирования / С. В. Захаров, М. Т. Коротких, Е. В. Гонибесова // Неделя науки СПбПУ : Материалы научной конференции с международным участием. В 2-х частях, Санкт-Петербург, 18–23 ноября 2019 года. – Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2020. – С. 255-258. – EDN PNORZK
- [8] Захаров, С. В. Сравнительный анализ электролитно плазменных технологий / С. В. Захаров, А. И. Попов // Электрофизические методы обработки в современной промышленности. Специальный выпуск: аддитивные технологии: Материалы III Международной научнопрактической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов, Пермь, 11–12 декабря 2019 года. – Пермь: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2020. – С. 64-67. – EDN KVBMJZ.

- [9] Quitzke, Susanne & Kröning, Oliver & Safranchik, Daniel & Zeidler, Henning & Danilov, Igor & Martin, André & Böttger-Hiller, Falko & Essel, Shai & Schubert, Andreas. (2022). Design and setup of a jet-based technology for localized small scale Plasma electrolytic Polishing. Journal of Manufacturing Processes. 75. 1123-1133. 10.1016/j.jmapro.2022.01.064.
- [10] P. Gupta, G. Tenhundfeld, E.O. Daigle, D. Ryabkov, Electrolytic plasma technology: Science and engineering—An overview, Surface and Coatings Technology, Volume 201, Issue 21, 2007, Pages 8746-8760, ISSN 0257-8972, <u>https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2006.11.023</u>.
- [11] Popov, A.I., Fumin, A.S., Novikov, V.I., Teplukhin, V.G., Veselovsky, A.P. (2023). Peculiarities of Contact Interaction of an Electrolytic Plasma with a Surface in Jet Machining of Materials of Turbine Blades. In: Radionov, A.A., Gasiyarov, V.R. (eds) Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. <u>https://doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_71</u>
- [12] Белкин, П. Н. Электролитно-плазменное азотирование сталей / П. Н. Белкин, С. А. Кусманов // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2017. № 7. С. 95-118. DOI 10.7868/S0207352817030040. EDN YTXASZ.
- [13] Кылышканов, М. К. Влияние режимов электролитно-плазменной закалки на структуру и свойства стали бурового долота / М. К. Кылышканов, К. К. Комбаев // Труды университета. – 2009. – № 2(35). – С. 16-18. – EDN QZLZJN.
- [14] Алексеев Ю.Г., Королев А.Ю., Паршуто А.Э., Нисс В.С. Электролитноплазменная обработка при нестационарных режимах в условиях высокоградиентного электрического поля. Наука и Техника. 2017;16(5):391-399. <u>https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-5-391-399</u>
- [15] Гутько, Ю. И. Математическое моделирование процесса раскроя листовых материалов при помощи гильотинных ножниц / Ю. И. Гутько, В. В. Войтенко // Наукоемкие исследования как основа инновационного развития общества : Сборник статей по итогам Международной научно-практической конференции, Уфа, 23 июля 2020 года. – Уфа: Общество с ограниченной ответственностью "Агентство международных исследований", 2020. – С. 116-118. – EDN YXUKCR.
- [16] Иванов, В. В. Управление процессом гидроабразивной резки на основе имитационного моделирования / В. В. Иванов, Е. А. Калашников // Молодежь и системная модернизация страны : сборник научных статей 5-й Международной научной конференции студентов и молодых

ученых, Курск, 19–20 мая 2020 года. Том 5. – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2020. – С. 259-263. – EDN HXBLJO.

- [17] Майоров, С. В. Оптимизация режимов прошивки начального отверстия при лазерной резке / С. В. Майоров, М. Д. Хоменко // Физика и химия обработки материалов. 2010. № 1. С. 10-14. EDN KZUQAN.
- [18] Сперанский, С. К. Лазерные технологии в науке и производстве (обзор). 1. Технологические особенности лазерной сварки и пайки различных материалов / С. К. Сперанский, И. В. Родионов // Вопросы электротехнологии. – 2019. – № 4(25). – С. 18-37. – EDN FKSXQP.
- [19] Мевлют, Ш. Т. Повышение качества плазменной резки металлов путем оптимизации технологических параметров процесса / Ш. Т. Мевлют, Н. П. Киселев // Проблемы и перспективы студенческий науки. 2020. № 1(7). С. 9-13. DOI 10.26160/2541-9579-2020-7-9-13. EDN SKHYYV.
- [20] Попов, И. C. Электроэрозионная обработка как один ИЗ перспективнейших методов обработки металла / И. С. Попов, К. Г. Борисенко // Юность и Знания - Гарантия Успеха - 2018 : Сборник научных трудов 5-й Международной молодежной научной конференции. В 2-х томах, Курск, 20–21 сентября 2018 года / Ответственный редактор А.А. Горохов. Том 2. - Курск: Закрытое акционерное общество "Университетская книга", 2018. - С. 259-267. -EDN YNESIP.
- [21] Фрактографический анализ обрывов латунной проволоки, возникающих при электроэрозионной обработке / Ю. О. Бредгауэр, Д. А. Полонянкин, А. А. Федоров [и др.] // Динамика систем, механизмов и машин. 2020. Т. 8, № 1. С. 130-135. DOI 10.25206/2310-9793-8-1-130-135. EDN OJJMIG.
- [22] Развитие плазменных методов переработки твердых радиоактивных отходов / А. Н. Бобраков, А. А. Кудринский, А. В. Переславцев [и др.] // Российский химический журнал. – 2012. – Т. 56, № 5-6. – С. 65-75. – EDN QCAMKT.
- [23] Улащик, В. С. Анализ механизмов первичного действия низкоинтенсивного лазерного излучения на организм / В. С. Улащик // Здравоохранение (Минск). 2016. № 6. С. 41-51. EDN YFZYDX.
- [24] High-Speed Dimensional Processing of Metallic Materials with an Environmentally Friendly Jet Electrolyte-Plasma Method / A. Popov, A. Popova, A. Fumin [et al.] // Mechanisms and Machine Science (book series). 2022. Vol. 108 MMS. P. 481-489. DOI 10.1007/978-3-030-87383-7_52. EDN SEEEPN.
- [25] Патент № 2623555 С1 Российская Федерация, МПК С25F 7/00. Установка для электролитно-плазменной обработки турбинных лопаток: № 2016120180: заявл. 24.05.2016: опубл. 27.06.2017 / А. И.

Попов, М. М. Радкевич, В. Н. Кудрявцев [и др.]; заявитель федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого" (ФГАОУ ВО "СПбПУ"). – EDN USJMHW.

[26] Патент № 2656318 С1 Российская Федерация, МПК С23С 14/35. Магнетронная распылительная головка: № 2017111428: заявл. 04.04.2017: опубл. 04.06.2018 / А. И. Попов, М. М. Радкевич, В. С. Медко [и др.]; заявитель федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого" (ФГАОУ ВО "СПбПУ"). – EDN UQSEXB.

A.I. Popov, S. A. Kislitsyn

THEORETICAL BACKGROUND OF JET ELECTROLYTE-PLASMA CUTTING

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the theoretical foundations of jet electrolytic plasma cutting. The process of formation of an electrolyte-plasma jet from a hollow cathode onto a metal anode under atmospheric pressure conditions is shown. Theoretical prerequisites for cutting thin-walled metal materials with an electrolyte plasma jet are considered.

A morphological analysis of the surface after blasting was carried out. The results of multiphysics hydrodynamic and electrostatic modeling of a free-falling jet on the surface are shown when calculating in the COMSOL Multiphysics program. The results showed that the maximum cutting speeds are achieved under the combined action of hydrodynamic and electrophysical process parameters.

Key words: jet, electrolyte, plasma, morphology, surface, modeling

Acknowledgments The authors would like to thank the graphic designer D.A. Popova in the preparation of illustrations.

REFERENCES

[1] Stepanova T. D. Technological sovereignty of Russia as an element of economic security Economic journal Ekonomika: yesterday, today, tomorrow Volume 12, No. 9A, 2022. p. 567-575.

- [2] Institutional aspects of the innovation economy: monograph / T. I. Bezdenezhnykh, V. V. Shapkin, O. V. Ugolnikova [and others]; St. Petersburg State University of Service and Economics. - St. Petersburg: St. Petersburg State University of Service and Economics, 2012. - 131 p. – ISBN 978-5-228-00590-7. – EDN TLVEJZ.
- [3] Popova, A. I. North-Western region in the system of world economic relations / A. I. Popova // Integration of the economy into the system of world economic relations: Collection of scientific papers of the XVII International Scientific and Practical Conference, St. Petersburg, October 23–25 2012. St. Petersburg: Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University", 2012. P. 100-102. EDN WDWGQF.
- [4] The role of the university in the integration of education, science and business / S. I. Golovkina, A. I. Popova, S. A. Chernogorsky, N. V. Valebnikova // University as a factor in the modernization of Russia: history and prospects (k 55 anniversary of the CSU named after I.N. Ulyanov): Proceedings of the International Scientific and Practical Conference, Cheboksary, October 18, 2022 / Editorial Board: A.Yu. Alexandrov [i dr.]. Cheboksary: Limited Liability Company "Publishing House "Sreda", 2022.
 P. 138-140. EDN NERYTD
- [5] Provision of stages of the life cycle of steam turbine blades using ultrasonic testing / A. I. Popova, A. I. Popov, V. S. Medko, M. I. Tyukhtyaev // Metallobrabotka. - 2013. - No. 5-6 (77-78). – P. 43-47. – EDN SBOFBP.
- Popova, A.I. Methods and mechanisms for managing the innovative [6] potential of a research organization: specialty 08.00.05 "Economics and management of the national economy (by sectors and areas of activity, including: economics, organization and management of enterprises, industries, complexes; innovation management; regional economy; logistics; labor economics; population economics and demography; environmental economics; economics of entrepreneurship; marketing; management; standardization economic security; product pricing; and quality management; land management; recreation and tourism)" : dissertation for the degree of Candidate of Economic Sciences / Popova Alla Ivanovna. - St. Petersburg, 2009. - 230 p. - EDN NQOUTR.
- [7] Zakharov, S. V. Ionization model of electrolytic-plasma polishing / S. V. Zakharov, M. T. Korotkikh, E. V. Gonibesova // SPbPU Science Week: Proceedings of a scientific conference with international participation. In 2 parts, St. Petersburg, November 18–23, 2019. St. Petersburg: Polytech-Press, 2020. S. 255-258. EDN PNORZK
- [8] Zakharov, S. V. Comparative analysis of electrolyte-plasma technologies / S. V. Zakharov, A. I. Popov // Electrophysical methods of processing in modern industry. Special issue: additive technologies: Proceedings of the III

International Scientific and Practical Conference of Young Scientists, Postgraduates and Students, Perm, December 11–12, 2019. - Perm: Perm National Research Polytechnic University, 2020. - P. 64-67. – EDN KVBMJZ.

- [9] Quitzke, Susanne & Kröning, Oliver & Safranchik, Daniel & Zeidler, Henning & Danilov, Igor & Martin, André & Böttger-Hiller, Falko & Essel, Shai & Schubert, Andreas. (2022). Design and setup of a jet-based technology for localized small scale Plasma electrolytic Polishing. Journal of Manufacturing Processes. 75. 1123-1133. 10.1016/j.jmapro.2022.01.064.
- [10] P. Gupta, G. Tenhundfeld, E.O. Daigle, D. Ryabkov, Electrolytic plasma technology: Science and engineering—An overview, Surface and Coatings Technology, Volume 201, Issue 21, 2007, Pages 8746-8760, ISSN 0257-8972, https://doi.org/10.1016/j. surfcoat.2006.11.023.
- [11] Popov, A.I., Fumin, A.S., Novikov, V.I., Teplukhin, V.G., Veselovsky, A.P. (2023). Peculiarities of Contact Interaction of an Electrolytic Plasma with a Surface in Jet Machining of Materials of Turbine Blades. In: Radionov, A.A., Gasiyarov, V.R. (eds) Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_71
- Belkin, P. N. Electrolytic-plasma nitriding of steels / P. N. Belkin, S. A. Kusmanov // Surface. X-ray, synchrotron and neutron studies. 2017. No. 7. P. 95-118. DOI 10.7868/S0207352817030040. EDN YTXASZ.
- [13] Kylyshkanov, M.K., Kombaev K.K. Influence of electrolytic-plasma hardening regimes on the structure and properties of drill bit steel / M.K. Kylyshkanov, K.K. Kombaev // Proceedings of the University. - 2009. - No. 2 (35). - P. 16-18. – EDN QZLZJN.
- [14] Alekseev Yu.G., Korolev A.Yu., Parshuto A.E., Niss V.S. Electrolyteplasma treatment under non-stationary modes in a high-gradient electric field. Science and Technology. 2017;16 (5):391-399. https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-5-391-399
- [15] Gutko, Yu. I. Mathematical modeling of the process of cutting sheet materials using guillotine shears / Yu. I. Gutko, V. V. Voitenko // Scienceintensive research as a basis for the innovative development of society: Collection of articles on the results of the International Scientific and Practical Conference, Ufa, July 23, 2020. - Ufa: Limited Liability Company "International Research Agency", 2020. - P. 116-118. – EDN YXUKCR.
- [16] Ivanov, V. V. Control of the process of waterjet cutting based on simulation / V. V. Ivanov, E. A. Kalashnikov // Youth and system modernization of the country: collection of scientific articles of the 5th International scientific conference of students and young scientists, Kursk, May 19–20, 2020.

Volume 5. - Kursk: Southwestern State University, 2020. - P. 259-263. - EDN HXBLJO.

- [17] Maiorov, S. V. Optimization of the piercing modes of the initial hole during laser cutting / S. V. Maiorov, M. D. Khomenko // Physics and chemistry of material processing. - 2010. - No. 1. - P. 10-14. – EDN KZUQAN.
- [18] Speransky, S. K. Laser technologies in science and production (review). 1. Technological features of laser welding and soldering of various materials / S. K. Speransky, I. V. Rodionov // Voprosy elektrotekhnologii. - 2019. - No. 4 (25). - S. 18-37. -EDN FKSXQP.
- [19] Mevlyut, Sh. T. Improving the quality of plasma cutting of metals by optimizing the technological parameters of the process / Sh. T. Mevlyut, N. P. Kiselev // Problems and prospects of student science. 2020. No. 1(7). P. 9-13. DOI 10.26160/2541-9579-2020-7-9-13. EDN SKHYYV.
- [20] Popov, I. S. EDM as one of the most promising methods of metal processing / I. S. Popov, K. G. Borisenko // Youth and Knowledge - Guarantee of Success - 2018: Collection of scientific papers of the 5th International Youth Scientific conferences. In 2 volumes, Kursk, September 20–21, 2018 / Managing editor A.A. Gorokhov. Volume 2. - Kursk: Closed Joint Stock Company "University Book", 2018. - P. 259-267. – EDN YNESIP.
- [21] Fractographic analysis of brass wire breaks arising during electroerosive machining / Yu. O. Bredgauer, D. A. Polonyankin, A. A. Fedorov [et al.] // Dynamics of systems, mechanisms and machines. - 2020. - V. 8, No. 1. - S. 130-135. – DOI 10.25206/2310-9793-8-1-130-135. – EDN OJJMIG.
- [22] Development of plasma methods for the processing of solid radioactive waste / A. N. Bobrakov, A. A. Kudrinsky, A. V. Pereslavtsev [et al.] // Russian Chemical Journal. - 2012. - T. 56, No. 5-6. - S. 65-75. - EDN QCAMKT.
- [23] Ulashchik, V.S. Analysis of the mechanisms of the primary action of lowintensity laser radiation on the body / V.S. Ulashchik // Zdravookhranenie (Minsk). - 2016. - No. 6. - P. 41-51. – EDN YFZYDX.
- [24] High-Speed Dimensional Processing of Metallic Materials with an Environmentally Friendly Jet Electrolyte-Plasma Method / A. Popov, A. Popova, A. Fumin [et al.] // Mechanisms and Machine Science (book series).
 2022. Vol. 108 mms. P. 481-489. DOI 10.1007/978-3-030-87383-7_52. EDN SEEEPN.
- [25] Patent No. 2623555 C1 Russian Federation, IPC C25F 7/00. Installation for electrolytic-plasma treatment of turbine blades: No. 2016120180: Appl. 05/24/2016: publ. 06.27.2017 / A. I. Popov, M. M. Radkevich, V. N. Kudryavtsev [and others]; the applicant is the Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University" (FGAOU VO "SPbPU"). – EDN USJMHW.

[26] Patent No. 2656318 C1 Russian Federation, IPC C23C 14/35. Magnetron Spray Head: No. 2017111428: Appl. 04/04/2017: publ. 06/04/2018 / A. I. Popov, M. M. Radkevich, V. S. Medko [and others]; the applicant is the Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University" (FGAOU VO "SPbPU"). – EDN UQSEXB.

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2023.

УДК 621.7.044.4 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-558

В.П. Третьяков¹, А.О. Просторова¹, В.Г. Теплухин¹

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ОЧИСТКИ ОТЛИВОК



¹Валерий Павлович Третьяков, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-9302, E-mail: tretyakov_vp@spbstu.ru
¹Александра Олеговна Просторова, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-9530, E-mail: prostorova_ao@spbstu.ru
¹Василий Гельевич Теплухин, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812)552-9530, E-mail: v.teplukhin@onti.spbstu.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы проектирования опытной электрогидроимпульсной установки для очистки отливок от стержневой массы и дробления материалов. Определены условия для эффективного вклада энергии при высоковольтном разряде в жидкости. Показано, что обеспечение «жестких» режимов обработки возможно при изменении параметров разрядного контура установок. Для решения этих задач предложена корректировка традиционной электрической схемы, совместная компоновка технологического и энергетического блоков с применением современных коммутационных устройств.

Ключевые слова: электрогидроимпульсная установка, очистка отливок, электрическая схема, разрядник, технологический блок.

Введение

Применение электрогидравлического эффекта позволяет успешно решать задачи создания новых технологических процессов листовой штамповки [1-4], формовки порошков [5-6], дробления материалов и очистки отливок [7-9]. Электрогидроимпульсная (ЭГИ) очистка отливок позволяет, например, заменить малопроизводительные химические методы удаления высокопрочных стержней из узких разветвленных каналов благодаря возможности регулировать в широком диапазоне параметры разрядного контура и осуществлять подвод энергии непосредственно к обрабатываемому объекту [9]. Очистка И разрушение стержней определяется комплексным воздействием на отливку ударной волны и потоком жидкости при расширении парогазовой полости. Возникновение трещин в стержневой массе происходит в результате колебаний отливки и стержня, а также отражения волн на границе раздела сред с различной плотностью. При этом интенсивность разрушения стержней определяется главным образом амплитудой давления на фронте ударной волны.

Эффективность преобразования энергии при высоковольтном разряде которых жидкости зависит ОТ параметров RLC-контура, при В обеспечивается максимум механического действия [10]. Мерой такого воздействия при очистке отливок служат «жесткие» режимы обработки отливок (резкое нарастание давления и большие значения его амплитуды на фронте ударной волны), которые могут быть реализованы при высокой скорости ввода энергии. Исследования [10, 11] показывают, что наиболее рациональным режимом разряда является периодический с большим декрементом затухания, близким к критическому. При таком режиме вся энергия, запасенная в конденсаторной батарее, выделяется в течение одной положительной полуволны тока разряда, и скорость нарастания мощности [12]. практически не зависит от емкости Однако промышленные электрогидроимпульсные эффективность установки имеют низкую преобразования энергии в системе инструмент-объект обработки и надежность элементов разрядного контура и электродных систем [1, 13]. Таким образом, в настоящее время актуально создание ЭГИ установок, небольших габаритах которые при будут более надежными В эксплуатации, И обладать меньшей энергоемкостью высокой при производительности в работе.

Целью данной работы является проектирование опытной электрогидроимпульсной установки для очистки отливок и выбивки стержней с оптимальными параметрами разрядного контура.

Методы

В промышленных ЭГИ установках используется традиционная схема преобразования электрической энергии в энергию гидроудара (см. рис. 1). В зарядном контуре, состоящем из высоковольтного трансформатора T, выпрямителя D и сопротивления R для ограничения зарядного тока, обеспечивается подача высокого напряжения к конденсаторам C. После их зарядки срабатывает разрядник P_1 и замыкает разрядный контур. Электрическая энергия, запасенная в батарее конденсаторов, подается к электродам, погруженным в жидкость в рабочей камере, где происходит электрический пробой жидкости $Z_{\rm H}$. Быстрое расширение парогазовой полости приводит к возникновению ударной волны, гидравлического потока и кавитационных потоков. В процессе разряда индуктивность L и активное сопротивление R_0 разрядного контура, за исключением канала разряда, практически не меняются.



Рис. 1. Традиционная электрическая схема преобразования энергии в промышленных ЭГИ установках

Эффективность выделения накопленной на конденсаторе энергии зависит от падения сопротивления $R_{\rm H}$ искры в процессе пробоя. Период времени уменьшения $R_{\rm H}$ составляет примерно 100 нс [14, 15]. Время вклада энергии в искру при пробое в жидкости складывается из двух составляющих [16]: резистивной t_R и индуктивной t_L .

$$t_R = \frac{5}{Z^{1/3} \cdot E^{4/3}}$$
, $t_L = L/C$,

где $Z = (L/C)^{1/2}$ – импеданс генератора, Ом, E – напряженность электрического поля в рабочем зазоре, MB/см.

Данные формулы показывают, что быстрого выделения энергии в высоковольтный разряд не будет при большой индуктивности разрядного контура, уменьшение которой является первоочередной задачей. При этом необходимо учитывать, что вклад индуктивности разрядника L_{P1} в индуктивность контура L может достигать 40 %, а выделение энергии в

коммутаторе к моменту времени t=T/4 (первому максимуму тока) – примерно 30 % от общего запаса конденсаторной батареи [17].

Время нарастания напряжения в газонаполненном разряднике на рабочем зазоре определяют по формулам [18]:

$$t_{\rm H} = \tau_R + \tau_L;$$

$$\tau_R = 88 \times d^{1/3} \times Z^{-1/3} \times E_0^{-4/3} \times (\rho/\rho_0)^{1/2};$$

$$\tau_L = L_{\rm P1}/Z = (2d \cdot \ln^{b}/\gamma)/Z$$

где d и r – длина и радиус канала; E_0 – напряженность электрического поля вдоль канала и вблизи его ($E_0 = 10$ кВ/см); b – диаметр электрода; ρ/ρ_0 – отношение плотности газа к плотности при нормальных значениях температуры и давления.

При исходных параметрах схемы: индуктивность разрядного контура L = 5 мкГн; емкость конденсаторов C = 0,1 мкФ; напряжение U = 50 кВ и рабочем зазоре l = 2 см воздушного разрядника P_1 при атмосферном давлении длительность выделения энергии будет более 2 мкс. Это значит, что при эффективном сопротивлении нагрузки $R_{\rm H} \approx 0,5$ Ом и импедансе генератора $Z \approx 7$ Ом при разряде в жидкости в первые 100 нс выделяется не более 10 % от накопленной в конденсаторе энергии W_0 .

Таким образом, можно отметить, что условиями для эффективного вклада энергии в разряд являются:

1. Время выделения накопленной энергии должно быть соизмеримо со временем падения сопротивления искры в процессе пробоя, которое оценивается примерно в 100 нс;

2. Импеданс импульсного генератора Z в этот период должен быть равен или меньше активного сопротивления нагрузки $R_{\rm H}$.

Выполнение этих условий возможно при уменьшении времени срабатывания разрядника P_1 до 20 нс [19] и использовании, например, импульсных малоиндуктивных (индуктивность 12 нГн) конденсаторов с рабочим напряжением до 80 кВ типа КПИМ1, эксплуатируемых в режиме с частотой разрядов до 60 в минуту. В опытной ЭГИ установке для очистки отливок предложено применение высоковольтных импульсных частотных (до 500 Гц) конденсаторов типа ИКЧ с индуктивностью – от 12 до 15 нГн и ресурсом работы до 50 миллионов циклов.

Результаты

На рисунке 2 приведена электрическая схема ЭГИ установки с возможностью активного измерения напряжения и тока с помощью высоковольтный делителя напряжения R_D и малоиндуктивного шунта $R_{\rm III}$. Частоту следования импульсов в режиме отработки технологии можно задавать величиной зазора разрядника P_1 .



Рис. 2. Рабочая электрическая схема преобразования энергии

На рисунке 3 представлена компоновочная схема опытной ЭГИ установки, основными элементами которой являются технологический блок (разрядная камера) I, генератор высоковольтных импульсов II и разрядник III, который включает в себя основной электрод 1 с узлом управления для внешнего запуска и ввода газов 2. Для надежной работы предусмотрена продувка газом, подача которого генератора осуществляется через токоподвод 3. Малогабаритный высоковольтный конденсатор 4 устанавливается в непосредственной близости с разрядной камерой. В состав генератора также входит зарядное сопротивление 5 и делитель напряжения 6. Разрядная камера имеет электрод 7, смотровые окна 8 для загрузки И установки обрабатываемых отливок приспособлении 9, шунт 10 для регистрации тока разряда и систему 11 регулировки длины рабочего зазора.



Рис. 3. Компоновочная схема ЭГИ установки для очистки отливок

В предлагаемой ЭГИ установке для очистки отливок обеспечиваются компактность основных узлов при диаметре разрядной камеры 400 мм и низкая энергоемкость при жестких режимах обработки. Емкость конденсатора можно варьировать в пределах от 0,1 до 0,4 мкФ при рабочем напряжении до 50 кВ. Разрядный контур ЭГИ установки будет иметь индуктивность не более 100 нГн, что обеспечит время вклада энергии при разряде в жидкости на уровне 0,3 мкс. Это позволит выделять в искре примерно 50 % энергии, накапливаемой в конденсаторе. При этом использование газового разрядника P_1 с внешним запуском дает возможность регулировать частоту работы установки до 10 Гц.

Обсуждение

Современный уровень электротехники, производство малогабаритных высоковольтных малоиндуктивных конденсаторов с высокой ёмкостью позволяет изменить параметры разрядного контура ЭГИ установок. Создание нового оборудования для дробления материалов и очистки отливок может существенно повысить эффективность обработки и расширить область практического применения импульсных технологий. Современные методы расчета и моделирования [20-24] позволяют адекватно описывать различные технологические процессы импульсного нагружения. Поэтому задача по уточнению влияния параметров разрядного контура на мощность ввода энергии может быть успешно решена.

Заключение

Использование современной высоковольтной техники при создании высокоэффективных установок может обеспечить компактных качественные изменения в решении технологических проблем очистки отливок от керамической массы за счет реализации «жестких» режимов обработки. Для решения этих задач проведена корректировка электрической схемы И изменены параметры разрядного контура установки, предложена совместная компоновка технологического и энергетического блоков с применением современных коммутационных устройств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Тараненко М.Е. Электрогидравлическая штамповка: теория, оборудование, техпроцессы. Харьков: Изд-во ХАИ, 2011. 272 с.

- [2] Здор Г.Н., Исаевич Л.А., Качанов И.В. Технологии высокоскоростного деформирования металлов. Минск: БНТУ, 2010. 456 с.
- [3] Atieh S., Carvalho A.A., Santillana I.A. et all. First results of SFR cavity fabrication by electro-hydraulic forming at CERN. Proceedings of SFR 2015. Whistler. BC. Canada. Pre-press Release 25 sept. 2015. pp. 1-7.
- Zia M., Fazli A., Soltanpour M. Warm electrohydraulic forming: A novel high speed forming process. Procedia Engineering. 2017; 207: pp. 323– 328. DOI:10.1016/j.proeng.2017.10.782
- [5] Bogoyavlenskyi K.N., Kuznetsov P.A., Mertens K.K., Podgornyi V.V., Kortel' A.A., Kravets L.V., Yam V.M. Electrohydraulic-impulse pressing of refractory powders. Refractories. 1983. vol. 23. No 9-10. pp. 498-503.
- [6] Мертенс К.К., Кузнецов П.А. Экспериментальное исследование процессов комбинированного электрогидроимпульсного прессования порошков. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 1-1 (147). С. 234-238.
- [7] Л.А. Юткин. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. Л. : Машиностроение, 1986. 253 с.
- [8] Мартынов Н.В., Добромиров В.Н., Барсуков В.О., Аврамов Д.В. Электрогидравлическая технология разрушения монолитных объектов. Горная промышленность. 2021; (2): С. 132-136.
- [9] Мериин Б.В. Электрогидравлическая обработка машиностроительных изделий. Л. : Машиностроение, 1985. 118 с.
- [10] Кривицкий Е.В. Динамика электровзрыва в жидкости. Киев: Наукова думка, 1986. 208 с.
- [11] Наугольных К.А., Рой Н.А. Электрические разряды в воде. М: Наука, 1971. 155 с.
- [12] Чачин В.Н., Богоявленский К.Н., Вагин В.А., Мамутов В.С. и др. Электрогидроимпульсная обработка материалов в машиностроении. Минск: Наука и техника. 1987. 232 с.
- [13] Гулый Г.А., Малюшевский П.П, Кривицкий Е.В. и др. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта. М. : Машиностроение, 1977. 320 с.
- [14] Вальтер А.Ф., Инге Л.Д. Электрический пробой в жидких диэлектриках. Журнал технической физики. 1934. Т.4, вып. 9. С. 1669-1687.
- [15] Martin J.C. Nanosecond pulse techniques. Proceedings of the IEEE. 1992. Vol. 80. pp. 934-945
- [16] Ковальчук Б.М., Кремнев В.Ю., Поталицын Ю.Ф. Сильноточные наносекундные коммутаторы. Новосибирск: Наука. 1979. 176 с.

- [17] Дашук П.Н., Кичаева Г.С. и др. Исследование формирования и динамика сильноточного разряда в управляемом вакуумном коммутаторе. Журнал технической физики. 1978. Т. 48. № 4. С. 736-741.
- [18] Martin, J.C. Multichannel gaps. Advances in Pulsed Power Technology. 1996. V. 3. Ch. 10. pp. 295-333.
- [19] Лавринович И.В., Молчанов Д. В., Артёмов А. П., Рыбка Д. В. Сильноточный коммутатор для малоиндуктивной конденсаторно-коммутаторной сборки. Прикладная физика. 2018. № 4. С. 117-122.
- [20] Мамутов В.С., Мамутов А.В. Моделирование канала высоковольтного разряда в воде при электрогидроимпульсной штамповке. Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 6-й Международной научно-практической конференции. 2017. С. 656-665.
- [21] Мамутов В.С., Арсентьева К.С., Блажевич В.В., Калатозишвили И.В. Замкнутый компьютерный расчет электрогидроимпульсной штамповки. В сборнике: Модели и методы развития технологий машиностроения в условиях цифровизации экономики России. СПб, 2022. С. 188-192.
- [22] Mamutov V.S., Arsentyeva X.S., Kalatozishvili I.V. Pressure on Thin Sheet Blank in Discharge Chamber During Electrohydropulsed Stamping.
 A. N. Evgrafov (Ed.): MMESE 2022, LNME, pp. 49-56, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-031-30027-1_7
- [23] Wei Y., Zhang F., Wei B., Xu H., He K. Experimental and numerical analyses of tubular electrohydraulic forming process. Key Engineering Materials. 2021; 871:80–86.
- [24] Косенков В.М., Бычков В.М. Математическое моделирование переходных процессов в разрядном контуре и разрядной камере электрогидравлической установки. Электронная обработка материалов. 2015. 51(2). С. 66-72.

V.P.Tretyakov, A.O.Prostorova, V.G.Teplukhin

THE WAYS TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF THE INSTALLATION FOR ELECTROHYDROIMPULSE CLEANING OF CASTINGS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

This paper focuses on the basic design of the experimental electrohydroimpulse plant for crushing materials and cleaning castings from the 560

core mass. The design and operating parameters affecting the effective contribution of energy during a high-voltage discharge in a liquid are also discussed. It is predicted that the provision of "hard" processing modes is possible by changing the parameters of the discharge circuit of the installations. Special adjustment of the traditional electrical circuit and a joint arrangement of technological and energy blocks with the use of modern switching devices have been provided.

Key words: electrohydroimpulse plant, cleaning of castings, electrical circuit, arrester, technological block

REFERENCES

- [1] Taranenko M.E. Electrohydraulic stamping: theory, equipment, technical processes. Kharkiv: KHAI Publishing House, 2011. 272 p. (rus.)
- [2] Zdor G.N., Isaevich L.A., Kachanov I.V. Technologies of high-speed deformation of metals. Minsk: BNTU, 2010. 456 p. (rus.)
- [3] Atieh S., Carvalho A.A., Santillana I.A. et all. First results of SFR cavity fabrication by electro-hydraulic forming at CERN. Proceedings of SFR 2015. Whistler. BC. Canada. Pre-press Release 25 sept. 2015. pp. 1-7.
- [4] Zia M., Fazli A., Soltanpour M. Warm electrohydraulic forming: A novel high speed forming process. Procedia Engineering. 2017; 207: pp. 323– 328. DOI:10.1016/j.proeng. 2017.10.782.
- [5] Bogoyavlenskyi K.N., Kuznetsov P.A., Mertens K.K., Podgornyi V.V., Kortel' A.A., Kravets L.V., Yam V.M. Electrohydraulic-impulse pressing of refractory powders. Refractories. 1983. vol. 23. No 9-10. pp. 498-503.
- [6] Mertens K.K., Kuznetsov P.A. Experimental study of the processes of combined electrohydroimpulse pressing of powders. Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State Polytechnic University. 2012. No. 1-1 (147). pp. 234-238. (rus.)
- [7] Yutkin L.A. Electrohydraulic effect and its application in industry. L.: Mechanical Engineering, 1986. 253 p. (rus.)
- [8] Martynov N.V., Dobromirov V.N., Barsukov V.O., Abramov D.V. Electrohydraulic technology of destruction of monolithic objects. Mining industry. 2021; (#2): pp. 132-136. (rus.)
- [9] Meriin B.V. Electrohydraulic processing of machine-building products. L.: Mashinostroenie, 1985. 118 p. (rus.)
- [10] Krivitsky E.V. Dynamics of electric explosion in liquid. Kiev: Naukova dumka, 1986. 208 p. (rus.)
- [11] Naugolnykh K.A., Roy N.A. Electric discharges in water. Moscow: Nauka, 1971. 155 p. (rus.)

- [12] Chachin V.N., Bogoyavlensky K.N., Vagin V.A., Mamutov V.S., etc. Electrohydroimpulse processing of materials in mechanical engineering. Minsk: Science and Technology. 1987. 232 p.(rus.)
- [13] Gulyy G.A., Malyushevsky P.P., Krivitsky E.V., etc. Equipment and technological processes using the electrohydraulic effect. Moscow: Mashinostroenie. 1977. 320 p. (rus.)
- [14] Walter A.F., Inge L.D. Electric breakdown in liquid dielectrics. Technical Physics, 1934. Vol.4, issue 9. pp. 1669-1687. (rus.).
- [15] Martin J.C. Nanosecond pulse techniques. Proceedings of the IEEE. 1992. Vol. 80. pp. 934-945.
- [16] Kovalchuk B.M., Kremnev V.Yu., Potalitsyn Yu.F. High-current nanosecond switches. Novosibirsk: Nauka. 1979. 176 p. (rus.)
- [17] Dashuk P.N., Kichaeva G.S. and others. Investigation of the formation and dynamics of a high-current discharge in a controlled vacuum switch. Technical Physics. 1978. Vol. 48. No. 4. pp. 736-741. (rus.)
- [18] Martin, J.C. Multichannel gaps. Advances in Pulsed Power Technology. 1996. V. 3. Ch. 10. pp. 295-333.
- [19] Lavrinovich I.V., Molchanov D. V., Artemov A. P., Rybka D. V. Highcurrent switchboard for low-inductive capacitor-commutator assembly. Applied physics. 2018. No. 4. pp. 117-122. (rus.)
- [20] Mamutov V.S., Mamutov A.V. Modeling of a high-voltage discharge channel in water during electrohydroimpulse stamping. Modern mechanical engineering. Science and Education: materials of the 6th International Scientific and Practical Conference. 2017. pp. 656-665. (rus.)
- [21] Mamutov V.S., Arsentieva K.S., Blazhevich V.V., Kalatozishvili I.V. Closed computer calculation of electrohydroimpulse stamping. In the collection: Models and methods of development of mechanical engineering technologies in the conditions of digitalization of the Russian economy. St. Petersburg, 2022. pp. 188-192. (rus.)
- [22] Mamutov V.S., Arsentyeva X.S., Kalatozishvili I.V. Pressure on Thin Sheet Blank in Discharge Chamber During Electrohydropulsed Stamping.
 A. N. Evgrafov (Ed.): MMESE 2022, LNME, pp. 49-56, 2023. https://doi.org/10.1007/978-3-031-30027-1_7
- [23] Wei Y., Zhang F., Wei B., Xu H., He K. Experimental and numerical analyses of tubular electrohydraulic forming process. Key Engineering Materials. 2021;871:80–86.
- [24] Kosenkov V.M., Bychkov V.M. Mathematical modeling of transient processes in the discharge circuit and discharge chamber of an electrohydraulic installation. Electronic processing of materials. 2015. 51(2). pp. 66-72. (rus.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 62-229.38 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-559

Х. Арслан¹, М.Т. Коротких²

ЗАЖИМНЫЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА С УПРУГИМ СИЛЬФОННЫМ ЭЛЕМЕНТОМ С ПРИМЕНЕНИЕМ МАТЕРИАЛОВ С ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ



¹Хазем Арслан, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Россия, Санкт-Петербург Тел.: (904)331-2942, E-mail: <u>hazemarslan92@gmail.com</u> ²Михаил Тимофеевич Коротких,



Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Россия, Санкт-Петербург

Тел.: (951)653-2871, E-mail: <u>kmt46@mail.ru</u>

Аннотация

Статья посвящена определению характеристик электромеханических зажимных устройств с применением материалов с памятью формы (МПФ).

Рассматривается вопрос о разработке упругих элементов, которые выполнены в виде герметичных сильфонов, заполненных газом высокого давления, а торцы сильфона соединены элементами из МПФ.

Приведены расчетные формулы конструктивных параметров зажимных элементов из упругих сильфонов для закрепления и раскрепления объекта по времени нагрева и времени остывания МПФ.

Результаты показали, что такие приводы могут иметь минимальные габариты при высоких силовых усилиях по сравнению с другими приводами, что позволяет использовать их в различных малогабаритных станочных приспособлениях, способных развивать большие усилия.

Ключевые слова: сильфонный элемент, зажимное устройство, электромеханическое устройство, станочные приспособления, память формы.

Введение

Целью исследования является разработка конструктивных параметров зажимного устройства, в котором в качестве упругого элемента использован сильфон, заполненный газом под высоким давлением.

Задачи исследования состоят в создании методики проектирования и определении конструктивных параметров электромеханических устройств с упругим сильфонным элементом на основе МПФ.

В данный момент в автоматизации машиностроительных производств на основе использования станков с ЧПУ существует определенная проблема автоматизации закрепления и снятия заготовок на станках.

Силовые приводы, работающие с гидравлическими, пневматическими и механическими системами в станочных приспособлениях, могут быть заменены приводами для закрепления заготовок с приводами из МПФ изза их небольших размеров и достаточного усилия закрепления. Кроме того, они проще, с меньшим количеством деталей и, как правило, просты в обслуживании и проверке [1-3].

На данный момент существует большая группа силовых устройств, использующих МПФ в качестве электромеханических устройств, различающихся по принципу действия, габаритам устройства и способу крепления элементов из МПФ [4-8].

Ранее были предложены электромеханические зажимные элементы, с применением МПФ, которые могут применяться для автоматизации операций механической обработки в станочных приспособлениях [9, 10].

В таких зажимных элементах упругая энергия накапливается в металлических пружинах, винтовых и тарельчатых. Такие зажимные элементы могут быть весьма эффективны, но следует учесть, что упругая энергия концентрируется только в теле пружины, которая занимает объем иногда значительно превышающий объем самого материала, в котором сконцентрирована энергия [11-13].

Поэтому при дальнейшей разработке таких зажимных элементов было предложено упругий элемент в виде пружины заменить на пневматический герметичный упругий элемент в виде сильфона (рис. 1) [14].

В данной статье рассматривается конструкция зажимных электромеханических устройств с упругим сильфонным элементом на основе МПФ.

Методика исследования

Представлена конструкция упругого элемента, в котором сильфонный элемент использован. На рис. 1 показана схема зажимного устройства в не сжатом состоянии. На схеме сильфон 1 со сжатым газом имеет торцы,
между которыми находятся элементы из сплава с памятью формы (СПФ) 2 расположенные вдоль оси сильфона и находящиеся в псевдопластическом растянутом вдоль оси сильфона состоянии. Между торцами сильфона находятся ограничители 3, не позволяющие сильфону удлиняться более определенной величины, определяемой допустимой деформацией элементов из СПФ [14].



Рис. 1. Схема зажимного устройства с применением сильфона: 1 – сильфонный элемент, 2 – элементы из МПФ выполнены из проволоки, когда вдоль упругого элемента размещается множество витков проволоки (например: нитинол), 3 – ограничитель



Рис. 2. Схема электромеханического сильфонного зажимного элемента с применением МПФ

где h – высота волны упругого сильфона, l – шаг между волнами упругого сильфона, s – толщина стенки упругого сильфона, r – радиус тороидального перехода в верхней и нижней части упругого сильфона, D_{\Im} – наружный диаметр сильфонного зажимного элемента, L_{\Im} – общая длина сильфонного зажимного элемента, $D_{\rm H}$ – наружный диаметр сильфона.

Работа сильфонного элемента при ограничении элементами из МПФ практически невозможна, т. к. удлинение сильфона приведет к верхкритическому удлинению элементов из МПФ, которое не должно превышать установленного для данного материала (4...5%).

Схема электромеханического сильфонного зажимного элемента с применением МПФ представлена на рис. 2. Такой зажимной элемент может состоять из сильфона 1, заполненного газом под давлением через обратный клапан 2, фланцев 3, герметично соединенных с сильфоном, упора 4, ограничивающего удлинение сильфона, фланцев 5, соединенных с элементами из МПФ 6. Причем фланцы 5 электрически изолированы от фланцев 3 диэлектрическими прокладками 7.

Параметры конструктивных элементов такого зажимного устройства будут определяться как технологическими требованиями к его работе, так и условиями его прочности и методикой его сборки. При проектировании зажимного элемента технологическими требованиями к его функционированию обычно являются развиваемое усилие Р_{закр} и рабочий ход а_{закр}.

1. Минимальное усилие зажимного элемента:

$$P_{\text{3akp}} = P_{max} - 0.05P_{max} - P_{\text{M}\Pi\Phi} \tag{1}$$

2. Задавшись предварительно требуемым теоретическим развиваемым усилием элемента P_{max} и его размерами D_H и D_{B_H} (см. рис. 2), силу сильфона можно задать, пренебрегая жесткостью его рубашки:

$$P_{max} = p \frac{\pi D_{\rm C}^2}{4} \tag{2}$$

где P_{max} – максимальная сила, развиваемая сильфоном при сжатии его на величину рабочего хода, при котором элементы из МПФ находятся в недеформированном состоянии, р – требуемое давление газа для заполнения сильфона, учитывая, что действующая площадь, рассчитываемая по среднему диаметру сильфона по формуле:

$$D_{\rm C} = \frac{(D_{\rm H} + D_{\rm BH})}{2}$$
(3)

3. Сила, возникающая при сжатии сильфона при мартенситном превращении (при нагреве элементов из МПФ выше критической температуры):

$$P_{\mathrm{M}\Pi\Phi}\mathbf{1} = S_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times \sigma \tag{4}$$

566

где σ – напряжения сжатия, возникающие в предварительно растянутых элементах из МПФ при нагреве выше критической температуры (для сплава нитинол σ = 800 МПа [15]), S_{МПФ} – суммарная площадь поперечного сечения элементов из МПФ.

4. Для сжатия сильфона должно выполняться условие $P_{M\Pi\Phi}1 \ge P_{max}$, исходя из этого условия можно определить необходимую площадь элементов из МПФ:

$$S_{\mathrm{M}\Pi\Phi} = \frac{P_{\mathrm{M}\Pi\Phi}1}{\sigma} \tag{5}$$

5. Учитывая, что элементы из МПФ будут удлиняться под действием сильфона со сжатым газом до предела, ограниченного упором при этом:

$$P_{\mathrm{M}\Pi\Phi} = S_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times \sigma_{\mathrm{T}} \tag{6}$$

где σ_T – напряжение квазипластической деформации МПФ (для нитинола σ_T = 200 МПа [15]).

6. Из условия работы материала с памятью формы предполагается, что его квазипластическая деформация ограничена, например 5%. Тогда исходя из заданной величины рабочего хода а_{закр} можно определить требуемую длину элементов из МПФ:

$$L_{\rm M\Pi\Phi} = \frac{a_{\rm 3akp}}{0.05} \tag{7}$$

7. Следовательно, длина сильфона:

$$L = L_{\mathrm{MII}\Phi} - 2b \tag{8}$$

где *b* – длина фланцев.

8. Конструктивные параметры сильфона: h, l, r можно выбирать в соответствии со средними значениями, рекомендуемыми ГОСТ 30780-2002:

$$3 < \frac{D_C}{h} < 100 \tag{9}$$

$$0,1 < \frac{r}{h} < 0,5 \tag{10}$$

А толщина стенки сильфона, выбираемая в интервале (см. формулу 11) рассчитывается из условия обеспечения циклической прочности сильфона в соответствии с ГОСТ 30780-2002.

$$0,018 < \frac{s}{h} < 0,1 \tag{11}$$

При заполнении сильфона газом он будет удлиняться до величины, определяемой ограничителем, при этом будет растягивать элементы из сплава с памятью формы. Для того, чтобы при нагреве этих элементов выше критической температуры произошло сжатие сильфона до первоначальной длины усилие ими развиваемое должно превышать теоретическое усилие, развиваемое сильфоном P_{max}.

При определении размеров элементов из МПФ рассчитывается размер элементов в следующем образом:

1. Длина элемента из МПФ L_{МПФ} определялась по формуле (7).

2. Площадь поперечного сечения элементов из МПФ определялась по предыдущей формуле (5).

3. Из этой формуле определяется $d_{M\Pi\Phi}$ диаметр проволоки МП Φ :

$$S_{\mathrm{M}\Pi\Phi} = \frac{\pi d_{\mathrm{M}\Pi\Phi}^2}{4} \times n_{\mathrm{M}\Pi\Phi}$$
(12)

где $n_{M\Pi\Phi}$ – число ветвей проволоки из МПФ.

Конструктивно задают количество ветвей проволоки, обеспечивающей упругий элемент. Для более равномерного распределения усилия это количество n_{МПФ} следует принимать более 4.

Если представить, что элемент в виде тонкой пленки (фольги), окружающей упругий элемент, то толщина этого элемента T_Ф:

$$T_{\Phi} = \frac{S_{M\Pi\Phi}}{\pi . D_{\Im}} \tag{13}$$

где $D_{\mathfrak{H}}$ – наружный диаметр сильфонного зажимного элемента.

Время нагрева и охлаждения можно регулировать за счет перегрева элемента из МПФ выше критической температуры.

При нагреве электрическим током элемента, имеющего относительно малое сопротивление возникающая сила тока имеет высокое значение и требует мощного источника питания, то может использоваться импульсный источник питания использующий разряд конденсатора, который накаливает заряд в период работы оснастки с закрепленным объектом.

1. Требуемое количество энергии для нагрева до заданной температуры рассчитается по формуле:

$$E = C_t M (T_P - T_{\rm H}) \tag{14}$$

где С_t – массовая теплоемкость МПФ $C_t = 469$ Дж/кг. К [16], M – суммарная масса элемента МПФ, T_p – температура мартенситного (фазового) перехода материала $T_P = 100$ с° [17], T_H – исходная температура элемента из МПФ $T_H = 20$ с°.

2. Определяется масса элемента МПФ:

$$M = \rho V \tag{15}$$

где ρ – плотность элементов из МПФ ρ = 6,5.10³ кг/м³ [16], V – суммарный объем элементов из МПФ.

И тогда объем элементов:

$$V = L_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times S_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times K_1 \tag{16}$$

где K₁ – коэффициент, учитывающий участки МПФ, огибающей фланцы на 10%.

3. А энергия, накопленная конденсатором: 568

$$E = C \frac{U^2}{2} \tag{17}$$

4. Тогда энергия, накапливаемая конденсатором, должна соответствовать энергии для нагрева элемента из МПФ:

$$C \frac{U^2}{2} = C_t M (T_P - T_{\rm H})$$
 (18)

где U – напряжение, U = 36 В, C – требуемая емкость конденсатора, ф.

5. Время разряда конденсатора через сопротивление на 95% энергии составляет $t = 3\tau$.

где τ – постоянная времени цепи τ = rC.

Необходимо считать сопротивление МПФ $R_{M\Pi\Phi}$ по формуле:

$$R_{\mathrm{M}\Pi\Phi} = J. \frac{L_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times n_{\mathrm{M}\Pi\Phi}^2 \times K_1}{S_{\mathrm{M}\Pi\Phi}}$$
(19)

где J – удельное сопротивление МПФ J = 800×10⁻⁶ Ом-мм [16], $n_{M\Pi\Phi}$ – при фольге, то равно 1.

Поэтому время нагрева будет определяться временем разряда конденсатора через сопротивление $R_{M\Pi\Phi}$, которое надо учитывать в сумме с сопротивлением подводящих проводов. Сопротивление элемента из МПФ считать, учитывая, что все ветви соединены последовательно. Сопротивление проводов можно зять не более 5% от $R_{M\Pi\Phi}$.

Общее сопротивление:

$$r = 1,05R_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \tag{20}$$

Время же последующего закрепления объекта будет определяться остыванием МПФ ниже температуры фазового превращения.

1. При отключении тока будет происходить за счет естественной конвекции воздуха вокруг МПФ:

$$t_{\rm 3akp} = \frac{C_t \times M(T_{\rm K} - T_{\rm kp})}{\alpha \times F_{\rm MII\Phi} \times (T_{\rm cp} - T_{\rm oc})}$$
(21)

где T_{κ} – температура перегрева проволоки выше температуры фазового перехода $T_{K} \approx 105$ с° [18], T_{H} – критической температурой фазового перехода МПФ $T_{\kappa p} \approx 70$ с° [18], обеспечивающая надежность срабатывания привода, α – коэффициент теплоотдачи, $F_{M\Pi\Phi}$ – площадь поверхности элемента МПФ, T_{cp} – средняя температура нагретой элемента МПФ, T_{oc} – температура окружающей среды $T_{oc} = 20$ с°.

2. Площадь поверхности элементов из МПФ:

$$F_{\mathrm{M}\Pi\Phi} = \pi d_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times L_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times n_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times K_1 \tag{22}$$

А при элементе в виде тонкой пленки (фольги), площадь поверхности элементов из МПФ:

$$F_{\mathrm{M}\Pi\Phi} = \pi D_{\Phi} \times L_{\mathrm{M}\Pi\Phi} \times K_1 \tag{23}$$

569

В данном случае площадь охлаждаемой поверхности фольговой оболочки принимается только за площадь ее наружной поверхности, так как условия охлаждения внутри оболочки могут существенно отличаться.

Результаты

В соответствии с представленной методикой были рассчитаны примеры конструктивных параметров зажимных элементов из упругих сильфонов при рабочем ходе раскреплении $a_{3akp} = 2$ мм, 4 мм для усилий закрепления $P_{3akp} = 5000$ H, 10000 H, как для элементов, при ограничении деформации механическим устройством. В таблице 1 расчеты показывают, что такие зажимные элементы могут быть весьма компактными.

Таблица 1. Расчетные данные для описания параметров упругих сильфонов и конструктивные параметры из МПФ

№ Bap.	Р _{закр} , Н	а, мм	р, МПа	D _C , мм	P _{max} , H	L _{MПФ} , мм	S _{МПФ} , мм ²	Р _{МПФ} , Н	Dэ∼, мм	Lэ~, мм	n _{MNΦ}	d _{мпф} , мм	Тф, мм
1	5000	2	30	14,6	7140	40	8,9	1780	20	50	10	1,07	0,14
2	5000	4	30	14,6	7140	80	8,9	1780	20	90	16	0,84	0,14
3	10000	2	30	20,6	14280	40	17,85	3570	27	50	10	1,51	0,21
4	10000	4	30	20,6	14280	80	17,85	3570	27	90	16	1,19	0,21

По времени 3т можно определить t время импульсного нагрева элемента из МПФ. В таблице 2 показаны расчеты времени раскрепления объекта при применении источника питания с безопасным уровнем напряжения 36В.

N⁰	Рзакр, Н	$S_{M\Pi\Phi}$,	$L_{M\Pi\Phi}$,	n мпф (1-	Температура	С, ф	Время
вариантов		MM ²	MM	фольга)	перегрева		Нагрева
					T_{K} - T_{H} , °c		t, c
1	5000	0,89	40	10	100-20	0,147	0,18
2	5000	0,56	80	16	100-20	0,297	1,88
3	10000	1,79	40	10	100-20	0,296	0,18
4	10000	1,12	80	16	100-20	0,594	1,88
№ вар.	При использовании фольги						
1	5000	8,9	40	1	100-20	0,143	0,002
2	5000	8,9	80	1	100-20	0,295	0,007
3	10000	17,85	40	1	100-20	0,150	0,002
4	10000	17,85	80	1	100-20	0,299	0,007

Таблица 2. Расчетное время освобождении объекта

В таблицах 3 указано расчетное время закрепления объекта при различных условиях охлаждения элементов из нитинола.

N⁰	Рзакр, Н	$S_{M\Pi\Phi}$,	$L_{M\Pi\Phi}$,	$n_{M\Pi\Phi}$	Температура	$F_{M\Pi\Phi}$,	Время	
варианто		MM ²	ММ	(1-	перегрева мм ²		закрепления	
В				фольга)	T_K , °c		t _{закр} , c	
1	5000	0,89	40	10	105	1478,31	41,87	
2	5000	0,56	80	16	105	3713,74	33,56	
3	10000	1,79	40	10	105	2086,22	59,68	
3	10000	1,12	80	16	105	5261,13	47,38	
№ вар.	При использовании фольги							
1	5000	8,9	40	1	105	2763,2	22,40	
2	5000	8,9	80	1	105	5526,4	22,40	
3	10000	17,85	40	1	105	3730,32	33,28	
3	10000	17,85	80	1	105	7460,64	33,28	

Таблица 3. Расчетное время закрепления объекта

На рис. З ниже показана разница во времени охлаждения при использовании нескольких диаметров проволок из МПФ и при использовании фольги из МПФ.



Рис. 3. Разница во времени охлаждения: 1) при диаметре проволоки из МПФ d=1,51мм, получается время остывания t=59,68с, 2) при диаметре проволоки из МПФ d=1,19мм, получается время остывания t=47,38с, 3) при толщине фольги из МПФ S_Ф=0,21мм, получается время остывания t=33c

Анализируя диаграмму, можно сказать, что использование фольги из МПФ позволяет сократить время охлаждения, но при этом может быть

увеличен внешний диаметр D_Э, что приводит к увеличению площади и большему сокращению времени охлаждения.

Обсуждение

Как показано в приведенных выше расчетах, размеры зажимных устройств с элементом из упругого сильфона меньше, чем размеры устройств с винтовыми и тарельчатыми пружинами [10, 13].

Поэтому применение предлагаемых зажимных устройств позволяет существенно уменьшить их габариты. Уменьшение же габаритов зажимных элементов существенно расширяет их область применения в станочных приспособлениях.

Заключение

В статье предложена методика определения конструктивных параметров электромеханических зажимных устройств, в которых в качестве упругого элемента используется сильфон, заполненный газом под высоким давлением, а сжатие сильфона при освобождении заготовки осуществляется нагревом предварительно деформированных элементов из материала с памятью формы.

Эти элементы из МПФ могут быть выполнены из проволоки или из фольги, представляющей концентрическую оболочку вокруг сильфона.

Преимуществами таких зажимных устройств при применении их в станочных приспособлениях являются:

1. малые габариты при значительных развиваемых усилиях;

2. возможность регулировать усилие закрепления за счет изменения давления, заполняющего сильфон газа;

3. применение большего количества ветвей элемента из МПФ или выполнение его из фольги позволяет существенно сократить время на срабатывания элемента при закреплении объекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Ma, J., Karaman, I., Noebe, R.D. High temperature shape memory alloys. International Materials Reviews, 2010, 55 (5), pp. 257–315.
- [2] 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.

- [3] 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.
- [4] Donnellan, Q.A. Design and testing of linear shape memory alloy actuator. National Science Foundation – Research Experience for Undergraduates, 2005, pp. 1-6.
- [5] Elwaleed, A.K., Mohamed, N.A., Nor. M.J.M., Mustafa, M.M. A new concept of a linear smart actuator. Sensors and Actuators A: Physical, 2007, 135 (1), pp. 244–249.
- [6] Pittaccio, S., Viscuso, S., Rossini, M., Magoni, L., Pirovano, S., Villa, E., Besseghini, S., Molteni, F. SHADE: A shape-memory-activated device promoting ankle dorsiflexion. Journal of Materials Engineering and Performance, 2009, 18 (5), pp. 824–830.
- [7] Jani, J.M., Leary, M., Subic, A. Designing shape memory alloy linear actuators: A review. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2017, 28 (13), pp. 1699–1718.
- [8] Глущенков 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.
- [9] Патент № 2775658 Российская Федерация, МПК F03G 7/06 (2006.01), F03G 7/065 (2022.02). Вибрационная мельница: N 2021119568: заявл. 05.07.2021: опубликовано 06.07.2022 / Коротких М.Т., Арслан Х.; заявитель СПбПУ. – 8 С.: ил. – Текст: непосредственный.
- [10] Arslan, H., Korotkih, M.T. Electromechanical clamping device using shape memory materials. 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 150-158.
- [11] Арслан Х., Коротких М.Т. Применение электромеханических зажимных устройств с применением материалов с памятью формы в станочных приспособлениях. Металлообработка. 2022. № 1. С. 51-55.
- [12] Арслан Х., Коротких М.Т. Расчетное обоснование термомеханических зажимных устройств для станочных приспособлений. Наука и бизнес: пути развития. 2022. № 7 (133). С. 133-137.
- [13] Arslan, H., Korotkikh, M.T. Optimization method for clamping devices based on shape memory materials. 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 195-202.
- [14] Патент № 2796035 Российская Федерация, МПК F03G 7/06 (2006.01), F03G 7/065 (2022.08). Вибрационная мельница: N 2022117173: заявл. 24.06.2022: опубликовано 16.05.2023 / Коротких М.Т., Арслан Х.; заявитель СПбПУ. – 10 С.: ил. – Текст: непосредственный.

- [15] Бледнова Ж.М. Роль сплавов с эффектом памяти формы в современном машиностроении: Научно-образовательный курс. Краснодар. 2012. 69 с.
- [16] Кухарева А.С. Решение краевых задач для цилиндра и пластины из сплава с памятью формы. Materials Physics and Mechanics. 2017. № 31. С. 23-27.
- [17] Глущенков 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] 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.

H. Arslan, M.T. Korotkikh

CLAMPING ELECTROMECHANICAL DEVICES WITH AN ELASTIC BELLOWS ELEMENT USING SHAPE MEMORY MATERIALS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to determining the characteristics of electromechanical clamping devices using shape memory materials (SMM).

The issue of developing elastic elements, which are made in the form of hermetic bellows filled with high-pressure gas, and the ends of the bellows are connected by elements of a SMM, is being considered.

Calculation formulas for the design parameters of clamping elements made of elastic bellows for fixing and unclamping an object in terms of the heating time and the cooling time of the SMM are given.

The results showed that such drives can have minimal dimensions at high power forces compared to other drives, which allows them to be used in various small-sized machine tools that can develop high forces.

Key words: bellows element, clamping device, electromechanical device, machine tools, shape memory.

REFERENCES

[1] Ma, J., Karaman, I., Noebe, R.D. High temperature shape memory alloys. International Materials Reviews, 2010, 55 (5), pp. 257–315.

- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] Donnellan, Q.A. Design and testing of linear shape memory alloy actuator. National Science Foundation – Research Experience for Undergraduates, 2005, pp. 1-6.
- [5] Elwaleed, A.K., Mohamed, N.A., Nor. M.J.M., Mustafa, M.M. A new concept of a linear smart actuator. Sensors and Actuators A: Physical, 2007, 135 (1), pp. 244–249.
- [6] Pittaccio, S., Viscuso, S., Rossini, M., Magoni, L., Pirovano, S., Villa, E., Besseghini, S., Molteni, F. SHADE: A shape-memory-activated device promoting ankle dorsiflexion. Journal of Materials Engineering and Performance, 2009, 18 (5), pp. 824–830.
- [7] Jani, J.M., Leary, M., Subic, A. Designing shape memory alloy linear actuators: A review. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2017, 28 (13), pp. 1699–1718.
- [8] 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.)
- [9] Patent № 2775658 Russian Federation, IPC F03G 7/06 (2006.01), F03G 7/065 (2022.02). Vibratory mill: N 2021119568: Appl. 05.07.2021: published on 06.07.2022 / Korotkikh M.T., Arslan Kh.; SPbPU applicant. 8 pp.: ill. Text: direct. (rus.)
- [10] Arslan, H., Korotkih, M.T. Electromechanical clamping device using shape memory materials. 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 150-158.
- [11] Arslan H., Korotkikh M.T. The use of electromechanical clamping devices by using shape memory materials in machine tools. Metalloobrabotka. 2022. № 1 (127). pp. 51-55. (rus.)
- [12] Arslan H., Korotkikh M.T. Calculation substantiation of thermomechanical clamping devices for machine devices. Science and business: development ways. 2022. № 7 (133). pp. 133-137 (rus.)
- [13] Arslan, H., Korotkikh, M.T. Optimization method for clamping devices based on shape memory materials. 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 195-202.
- [14] Patent № 2796035 Russian Federation, IPC F03G 7/06 (2006.01), F03G 7/065 (2022.08). Vibratory mill: N 2022117173: Appl. 24.06.2022:

published on 16.05.2023 / Korotkikh M.T., Arslan Kh.; SPbPU applicant. - 10 pp.: ill. – Text: direct. (rus.)

- [15] Blednova Zh.M. The role of shape memory alloys in modern mechanical engineering: Scientific and educational course. Krasnodar. 2012. pp. 69. (rus.)
- [16] 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.)
- [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] 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.)

ISSN 2223-0807 Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 12-й Международной научной конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023.

УДК 621.01 doi:10.18720/SPBPU/2/id23-560

М.Т. Коротких¹, Намбудри Танудж²

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПРИ ВЫБОРЕ ТИПА СТАНОЧНОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ



¹Коротких Михаил Тимофеевич Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург Тел.: (812) 552-93-02 E-mail: kmt46@mail.ru



²Намбудри Танудж Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Россия, Санкт-Петербург Тел.: (953)372-4345, E-mail:tanuj.namboodri@gmail.com

Аннотация

В современном промышленном производстве эффективный выбор и применение станочного приспособления является критическим фактором для обеспечения оптимальной обработки деталей на металлорежущих станках. Однако процесс принятия решения специалистом о выборе оснастки часто является сложным и многокритериальным. В данной статье предлагается концепция интеллектуальной системы поддержки принятия решений, которая позволяет автоматизировать этот процесс и облегчить работу специалиста.

Ключевые слова: Современное промышленное производство, станочное приспособление, металлорежущие станки, выбор оснастки, многокритериальный выбор, интеллектуальная система поддержки принятия решений.

Введение

Автоматизация стадий технологической подготовки производства находится в настоящее время на различных этапах освоения. Если разработка структуры технологического процесса частично решена за счет создания типовых технологических процессов для производств различной серийности. выбор режимов обработки может осуществляться В автоматизированном режиме, то выбор инструмента и технологического оснащения производится специалистом – технологом. Конечно, эти действия облегчены за счет создания широких баз данных, предоставляющих специалисту доступную информацию всю непосредственно в процессе работы [1,2].

В настоящее время в условиях единичного и мелкосерийного производства применяется универсальное станочное оснащение, так как применение специальной оснастки значительно увеличивает цикл изготовления продукции. Поэтому в настоящее время разработан и предлагается на рынке широкий спектр универсального станочного оснащения, позволяющий базировать и закреплять практические любые заготовки на станках с ЧПУ [3,4].

Но даже при создании полных баз данных существующей оснастки специалист технолог находится в условия многокритериального выбора, что резко замедляет работу, вносит в выбор субъективный фактор и значительно снижает надежность правильного выбора оснастки.

Одним из методов, облегчающих выбор может быть «Интеллектуальная система поддержки принятия решения», являющаяся разновидностью систем искусственного интеллекта.

Методы. Описание системы

Для создания такой системы следует рассмотреть этапы принятия решения специалистом и возможности их алгоритмизации, что позволило бы автоматизировать эти этапы.

1. Технолог на основе представления о технологической операции в зависимости от формы и размеров заготовки, метода обработки и получаемых на операции размеров определяет установочные базы, место приложения усилия закрепления. Эти действия не связаны с предполагаемым видом приспособления, типом производства. Предлагать технологу помощь в этой области в виде типовых схем обработки бессмысленно, так как таких схем будет больше, чем типов деталей в классификаторе ЕСКД 72....76 классов [5].

2. Специалист, обычно интуитивно, представляет вид универсальной оснастки для данной схемы базирования и закрепления, либо пользуется справочниками, каталогами оснастки различных фирм. И тогда он сталкивается с многовариантным выбором, возникает множество возможных типов оснастки. Специалист обычно в этом случае ссылается на опыт применения, доступность оснастки, на характеристик оснастки по форме поверхностей сравнение базирования, обеспечиваемой точности базирования, по достигаемому усилию закрепления, по стоимости оснастки, по степени ее автоматизации.

Вот на этом этапе может помочь интеллектуальная система поддержки принятия решения. Конечно, такая система не может охватить все случаи обработки заготовок на металлорежущих станках и выбор только универсальной оснастки ее применение должно ограничиваться условиями мелкосерийного и единичного производства.

В базе данных универсальной оснастки указываются ее типоразмеры, характеристики точности, диапазоны усилия закрепления, стоимость, степень автоматизации.

Естественно, что выбор типоразмера оснастки для имеющейся схемы базирования и закрепления является многокритериальным, причем все критерии выбора можно разделить на жесткие и гибкие. К жестким следует отнести те, нарушение которых делает обработку невозможной, например, типоразмер оснастки не позволяет обрабатывать требуемые габариты заготовки, оснастка не может обеспечить требуемое усилие закрепления, точность базирования не соответствует требуемой. К гибким можно отнести критерии стоимости, автоматизации, которые влияют на экономические показатели процесса обработки и могут выбираться в конкретных условиях производства с соответствующими весовыми коэффициентами, которые в автоматизированной системе выбора могут корректироваться по мере изменения условий производства (расширении спектра приобретенной оснастки, сокращении обслуживающего производство персонала за счет автоматизации и т.д.) [6].

При создании базы данных современных универсальных станочных приспособлениях следует рассматривать весь мировой и отечественный рынок, отмечая доступность и стоимость каждого вида [7]. Надо отметить, что база станочных приспособлений непрерывно изменяется, появляются их новые типы [8, 9]. Свойства же станочных приспособлений зачастую описываются не четко и их можно оценивать с некоторой вероятностью, которую приходится учитывать при их выборе.

Сам алгоритм машинного выбора оснастки должен быть построен таким образом, что предлагаемые варианты могут размещаться по степени их предпочтительности.

Результаты, обсуждение и возможные сценарии отбора

Тогда при машинном выборе типоразмера станочного приспособления могут быть реализованы следующие варианты:

- 1. Машина не нашла приемлемого варианта, что определяет необходимость применения специального приспособления или перестроения технологического процесса.
- 2. Предлагаемый вариант содержит несколько видов приспособлений, расположенных по степени их предпочтительности, что позволяет специалисту выбрать доступный вариант в данных производственных условиях.
- 3. Предлагаемые варианты являются не доступными либо из за стоимости или других ограничений. Если такая ситуация повторяется, это может определить потребность в данном типе оснастки на отечественном рынке универсальных станочных приспособлений.

Заключение

Интеллектуальная система поддержки принятия решений для выбора станочного приспособления является эффективным инструментом для специалистов в области металлообработки. Она позволяет автоматизировать процесс выбора оснастки, учитывая различные жесткие и гибкие критерии. Результаты выбора оснастки могут варьироваться от нахождения оптимального варианта до выявления потребностей на рынке станочных приспособлений. Дальнейшее развитие таких систем будет способствовать повышению эффективности производства и снижению затрат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. М.: Машиностроение. 1975.
- [2] Уткин Н.Ф. Приспособления для механической обработки. Л.: Лениздат. 1983.
- [3] Схиртладзе А.Г. Технологическая оснастка машиностроительных производств. В 2-х ч. МГТУ, Станкин. 1998.
- [4] Кузнецов Ю.И. Конструкции приспособлений для станков с ЧПУ. М.: Высшая школа.1988.
- [5] ОК 012-93 Классификатор ЕСКД. Классы 71, 72, 73, 74, 75, 76
- [6] Optimization of a clamping concept based on machine learning Qi Feng1 Walther Maier1 · Thomas Stehle1 · Hans-Christian Möhring1 Received: 11 May 2021 / Accepted: 26 July 2021 © The Author(s) 2021

- [7] Каталог станочной оснастки фирмы SHIN-YAIN INDUSTRIAL (SYIC) (Тайвань)
- [8] Коротких М.Т., Арслан Х. Патент N 2775658 RU, Термомеханический силовой привод.
- [9] Коротких М.Т., Арслан Х. Применение электромеханических зажимных устройств с применением материалов с памятью формы в станочных приспособлениях. Металлообработка, (127) 2022.

M.T. Korotkih, Namboodri T.

PRINCIPLES OF BUILDING AN INTELLIGENT DECISION-MAKING SYSTEM WHEN CHOOSING THE TYPE OF WORKHOLDING DEVICES

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In modern industrial production, the effective selection and application of a machine tool is a critical factor for ensuring optimal machining of parts on metalcutting machines. However, the process of deciding by a specialist about the choice of equipment is often complex and multi-criteria. This article proposes the concept of an intelligent decision support system that allows you to automate this process and facilitate the work of a specialist.

Keywords: Modern industrial production, machine tool, metal-cutting machines, equipment selection, multi-criteria, intelligent decision support system.

REFERENCES

- [1] Anserov M.A. Devices for metal-cutting machines. M.: Mechanical engineering. 1975.
- [2] Utkin N.F. Devices for mechanical processing. L.: Lenizdat. 1983.
- [3] Skhirtladze A.G. Technological equipment of machine-building industries. In 2 hours of MSTU, Stankin. 1998.
- [4] Kuznetsov Yu.I. Designs of devices for CNC machines. M.: Higher School.1988.-
- [5] OK 012-93 Classifier ESKD. Classes 71, 72, 73, 74, 75, 76
- [6] Optimization of a clamping concept based on machine learning Qi Fengl · Walther Maier1 · Thomas Stehle1 · Hans Christian Möhring1 Received: 11 May 2021 / Accepted: 26 July 2021 © The Author(s) 2021

- [7] Catalog of machine tools from SHIN-YAIN INDUSTRIAL (SYIC) (Taiwan)
- [8] Korotkih M.T., Arslan H. Patent No. 2775658 RU, Thermomechanical power drive.
- [9] Korotkih M.T., Arslan H. The use of electromechanical clamping devices with the use of shape memory materials in machine tools. Metalworking, (127) 2022

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

A

Аксенов Л.Б., 437 Андреев Ю.С., 314 Андриенко П. А., 25, 41, 175 Арсентьева К.С., 464 Арслан Х., 545

Б

Башкарев А.Я., 489 Белова С.Б., 503 Бессонова В.Ю., 489 Булов С.А., 117 Буляница А.Л., 277

B

Волов В.А., 365 Вэнь Чжао, 289

Г

Галяутдинова А.Р., 191 Грачев А.А., 405

Д

Давыденко Л.В., 503

E

Евграфов А.Н., 41, 65 Евстрапов А.А., 277 Егоров Е.Н., 503 Егорова О.В., 12 Егорова Ю.Б., 503 Ежова Н.В., 3 Есикова Н.А., 277

Ж

Жавнер В.Л., 289 Жавнер М.В., 289

3

Замурагин Ю.М., 303 Зиновьева Т.В., 191

И

Иванова Г.В., 259 Иванова Л.А., 3

К

Калатозишвили И.В., 464 Каразин В.И., 41, 175 Кислицын С.А., 519 Ковалев А.А., 476 Козликин Д.П., 25, 41, 147, 175 Коротких М.Т., 545, 559 Крюков В.А., 204 Кудряшов Е.В., 388 Кузнецов П.А., 451 Кузнецов Р.В., 451 Кункин С.Н., 437 Куц Е.Н., 56

Л

Лагунова М.В., 3 Лазарев Е.А., 365 Лебедев С.Ю., 219 Лепетан К.В., 451

M

Маленков М.И., 365 Мамутов А.В., 464 Мамутов В.С., 464 Манжула К.П., 369 Мельникова Н.Б., 388

Η

Намбудри Т., 559 Нефедьев Е. Ю., 230

0

Осман А.А., 388

Π

Петров Г.Н., 65 Плясов А.В., 204 Пожбелко В.И., 81 Полищук М.Н., 324, 336 Пономаренко М.В., 314 Попов А.И., 519 Попов А.Н., 324, 336 Потапов Н.М., 437 Просторова А.О., 535

P

Решетов Д.В., 324, 336 Рогов Н.В., 476 Рудской А.И., 489 Рябикин А.Ю., 259

С

Семенов Ю.А., 91 Семенова Н.С., 91 Скотникова М.А., 259 Смирнов А.С., 105, 117 Смольников Б.А., 105, 117 Соболева А.И., 147 Соколов С.А., 405 Стояновский Л. О., 230 Суханов А.А., 134 Сызранцев В.Н., 219 Сэнь Ли, 289

Т

Теплухин В.Г., 535 Терешин В.А., 147, 175 Третьяков В.М., 159 Третьяков В.П., 535

Φ

Филиппенко Г.В., 243

Х

Хайбо Гао, 365 Хашба Т.Н., 105 Хисамов А.В., 25, 41, 175 Хлебосолов И.О., 41, 175 Худорожков С.И., 418

Ч

Чеканин А.В., 350 Чеканин В.А., 350 Чжунчуань Дэн, 365

Ш

Шабалин Д.Н., 489 Ши Шуанюань, 489 Шлепетинский А.Ю., 369

Ю

Юань Чжэньюэ, 489 Юркевич А.В., 418

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ 2023

Материалы 12-й Международной научной конференции

22 июня 2023 года

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции ОК 005-93, т. 2; 95 3004 – научная и призводственная литература

Подписано в печать 23.06.2023. Формат 60×90/16. Печать цифровая. Усл. печ. л. 37,25. Тираж 100. Заказ 3083.

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.