ISSN 2223-0807

Научные редакторы
А.Евграфов А.Попович

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ

МАТЕРИАЛЫ
9-й МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ
MMESE 2020



ПОЛИТЕХ
Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

ISSN 2223-0807
DOI 10.1872/MMF-2020-0

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

СОВРЕМЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ: НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ MMESE-2020

Материалы 9-й Международной научно-практической конференции
25 июня 2020 года

MODERN MECHANICAL ENGINEERING: SCIENCE AND EDUCATION MMESE-2020

Proceedings of an International Scientific and Practical Conference
Russia, June 25, 2020

ПОЛИТЕХ-ПРЕСС
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Санкт-Петербург
2020

ISSN 2223-0807
УДК 378.1: 621.01
DOI 10.1872/MMF-2020-0

Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.– СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020. – 538 с.

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

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

© Евграфов А.Н., Попович А.А.,
научное редактирование, 2020
© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2020

Научные редакторы

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

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

Программный комитет

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

Организационный комитет

- Проф. М.С.Бундур, СПбПУ, Санкт-Петербург
- Проф. А.Н.Волков, СПбПУ, Санкт-Петербург
- Проф. В.А.Пухлий, д.т.н., Политехнический институт Севастопольского государственного университета.
- Проф. О.В.Егорова, д.н., МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва.
- Проф. Д.Т.Бабичев, д.т.н., ТИУ, Тюмень.
- А.Вуколов, группа лабораторий ELETTRA, г. Триест, Италия.

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.

Тематика конференции:

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

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

С 2013 г. избранные материалы конференции переводятся на английский язык и публикуются в сборнике издательства Springer «Advances in Mechanical Engineering» в серии «Lecture Notes in Mechanical Engineering», а с 2016 г. – в специальных выпусках журнала «International Review in Mechanical Engineering (IREME)».

Александр Евграфов

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ …… 1

Абышев О.А., Яблочников Е.И., Мэкио Ю.
Инжиниринг индустриальных киберфизических систем: образовательный аспект ……..……..... 3

Лагунова М.В., Иванова Л.А., Ежова Н.В.
Организация удаленного обучения высшей математике. Проблемы и решения 21

Рожков Д.А., Наумкин Н.И., Забродина Е.В.
Особенности подготовки студентов к ИИД во время реализации лабораторного практикума по интегрированной дисциплине «Теория механизмов и машин» 34

Чукичев А.В., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И.
Развитие производственно-технологической лаборатории как прототипа индустриальной киберфизической системы ……….. 43

МЕХАНИКА МАШИН. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ 55

Вульфсон И.И.
Оптимизация параметров цикловых машин при пересечении резонансных зон …..... 57

Егорова О.В., Барбашов Н.Н.
Применение маховичных аккумуляторов энергии в мобильных роботах 77

Лебедев С.Ю., Груздев И.А.
Критерии оптимизации при проектировании цилиндрических передач с оптимальной формой линии зацепления….…… 90

Мельников Г.И., Мельников В.Г., Дударенко Н.А., Талапов В.В.
Метод экспоненциального дифференциального неравенства в оценке решений системы дифференциальных уравнений в окрестности нуля фазового пространства ……... 103

Евграфов А.Н., Петров Г.Н.
Алгоритм определения реакций в шарнирах рычажных механизмов с неидеальными кинематическими парами …….. 114

Корендясев Г.К., Саламандра К.Б.
Анализ переключения передач в коробках передач с двумя сцеплениями с использованием теории удара…… 127

Семенов Ю.А., Семенова Н.С.
Виброактивность машин с упругим передаточным механизмом…….. 140

Смирнов А.С., Смольников Б.А.
Колебания двойного математического маятника с неколлинеарными шарнирами..... 153

Евграфов А.Н., Каразин В.И., Терешин В.А., Хлебосолов И.О.
Ударные спектры при нелинейном взаимодействии …… 166

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ ……... 183

Бахрами М.Р.
Механические задачи инспекционного робота, движущегося по линии электропередачи: эффект жесткости на изгиб …..... 185

Зиновьева Т.В.
Влияние концентрации водорода на растрескивание трубы ……. 196

Леванов И. Г., Задорожная Е.А., Никитин Д.Н.
Модернизация машины трения ии5018 для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения …… 207

Пухлий В.А., Коган Е.А., Мирошниченко С.Т., Пухлий К.В.
Термоупругость гибов биметаллических трубопроводов ядерной энергетики …… 224

Пухлий В.А., Коган Е.А., Пухлий К.В.
К расчету гофров линзовых компенсаторов биметаллических трубопроводов гидроэнергетики и атомной энергетики …….. 241

Пухлий В.А., Семенов Е.С., Пухлий К.В.
К расчету на прочность крышек ядерных реакторов сферического профиля при воздействии концентрированных потоков вещества и энергии …….. 259

Филиппенко Г.В., Зиновьева Т.В.
Анализ осесимметричных колебаний в цилиндрической оболочке, нагруженной сосредоточенными массами ……..... 280

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА ……. 295

Анохин А.В., Безруков А.В., Наумкин Н.И.
Математическое моделирование буровой машины……..……. 297

Белогур В.П., Жавнер В.Л., Жавнер М.В., Вэнь Чжао.
Разработка и исследование мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии для штанговых глубинных насосов ……..... 312

Попов А.Н., Полищук М.Н., Васильев А.К., Брянский А.А.
Адаптивный метод управления пневмоприводом стенда многократных ударов ……..... 333

Попов А.Н., Васильев А.К., Решетов Д.В., Брянский А.А.
Компьютерное моделирование удара в стендах многократных ударов ... 347

Полищук М.Н., Попов А.Н., Васильев А.К., Решетов Д.В.
Моделирование пневматической подвески ударной машины …… 359

Чеканин В.А., Чеканин А.В.
Решение задачи декомпозиции ортогонального многогранника произвольной размерности ……..... 373

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ …… 385

Егорова Ю.Б., Скворцова С.В., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н.
Обоснование режимов отжига для повышения стабильности механических свойств и обрабатываемости резанием сплава VST2K 387

Помпеев К.П., Плешков А.А., Борботько В.А.
Интерактивный синтез технологических размерных схем ……. 403

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ …….. 425

Кункин С.Н., Аксенов Л.Б., Потапов Н.М.
Системный анализ процесса холодной торцевой раскатки тонкостенных трубных заготовок 427

Гоциридзе А.В., Кузнецов П.А., Просторова А.О., Третьяков В.П.
Применение трубчатых сорбирующих элементов на основе композиционных порошков цеолитов в адсорбционных криогенно-вакуумных насосах …..... 440

Кузьмичев И.С.
Разработка и исследование технологии принудительного электролитно-плазменного полирования поверхности протяженных отверстий ……. 451

Радкевич М.М., Кузьмичев И.С.
Технологические схемы принудительного электролитно-плазменного полирования поверхности протяженных отверстий ……. 465

Мельников В.Г., Талапов В.В.
Разработка системы по формированию полимерных композиционных материалов ……... 479

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ……... 481

Манжула К.П., Валиулина А.А.
Местная устойчивость криволинейных стенок при сжатии ……... 483

Крундышев Т.М., Грачев А.А.
Использование автоматических парковок для сервисов каршеринга 497

Стахин Д.Р., Плотников Д.Г.
Метод по определению рисков при перевозке опасных грузов …….. 507

Шабанов А.Ю., Сидоров А.А., Зайцев А.Б., Абызов О.В., Румянцев В.В.
Метод расчетного выбора оптимального профиля зазоров в сопряжениях цилиндро-поршневой группы поршневого двигателя …… 519

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ ……. 537

ТЕХНОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-1
УДК 62-05, 621-05, 65.011.56

О. А. Абышев[1], Е. И. Яблочников, Ю.Мэкио[2]

ИНЖИНИРИНГ ИНДУСТРИАЛЬНЫХ КИБЕРФИЗИЧЕСКИХ СИСТЕМ: ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ АСПЕКТ



[1]Абышев Оман Аскарбекович
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский университет ИТМО»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (965)048-5346, E-mail: abyshev.o@yandex.ru



[1]Евгений Иванович Яблочников
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский университет ИТМО»
Россия, Санкт-Петербург, Россия
Тел.: (921)947-6312, E-mail: yablochnikov@itmo.ru



[2]Юхо Мэкио
Университет прикладных наук Эмден/Лер, Германия
E-mail: juho.maekioe@hs-emden-leer.de

Аннотация

В настоящей публикации рассмотрены вопросы и подходы к организации обучения специалистов в области инжиниринга индустриальных киберфизических систем в технических университетах. Представлен обзор мировых исследований в области моделей компетенций будущего специалиста, ожиданий промышленных предприятий. Показано использование образовательного подхода T-CHAT в обучении

специалистов. Рассматриваются предложения к комплексной организации и обеспечении обучающихся: связи модели компетенций, архитектурной модели «умной фабрики», формирования учебных планов и индивидуальных образовательных траекторий обучающихся. Сформированы рекомендации к использованию обозначенных практик и подходов в подготовке специалистов в рамках рассмотрения образовательного аспекта инжиниринга индустриальных киберфизических систем.

Ключевые слова: инженерное обучение, модель компетенций, T-CHAT, умное производство, smart factory, образовательная фабрика, learning factory, RAMI, ICPS, индустриальные киберфизические системы;

Введение. Современная промышленность заинтересована в специалистах нового поколения, которые будут проектировать и создавать «умные» производства, обладающие высокой степенью автоматизации, гибкостью, самоорганизацией и способностью быстрого реагирования на индивидуальные запросы потребителей. Подготовка таких специалистов основывается на изучении новых информационных и производственных технологий, таких как, цифровое проектирование и моделирование, цифровое производство, аддитивные и гибридные технологии, робототехника, промышленная сенсорика, промышленный интернет вещей (IIoT), сервис-ориентированная архитектура (SOA), обработка больших данных (Big Data), искусственный интеллект, машинное обучение, информационные системы управления производством и предприятием и другие.

Современное промышленное предприятие, функционирующее на основе указанных технологий может быть рассмотрено как индустриальная (производственная) киберфизическая система (ИКФС). В общем плане под киберфизическими системами понимается сетевая техническая система, состоящая из взаимодействующих друг с другом цифровых (виртуальных) и физических систем (компонент). В ИКФС физическими компонентами являются станки и роботы, приспособления и инструмент, транспортные системы и любые другие активные (то есть идентифицированные, обладающие возможностью взаимодействовать с другими объектами и системой управления) материальные объекты, используемые в процессах производства изделий. Виртуальными объектами являются цифровые представления (в перспективе цифровые двойники) физических объектов. Программное обеспечение предоставляется по запросам от компонент ИКФС как облачные сервисы при выполнении системой соответствующих задач. Базовой технологией для организации коммуникации всех компонентов является индустриальный интернет вещей (IIoT). Таким образом, основные

параметры ИКФС позволяют рассматривать ее как одну из базовых концепций Индустрии 4.0 [22].

Новые требования, выдвигаемые промышленностью, требуют постоянного совершенствования магистерских программ, в рамках которых возможно организовать изучение вопросов построения и эксплуатации ИКФС. Это является актуальной задачей для нашей страны, активно обсуждается за рубежом [2, 3]. Содержание программы определяется выбранным направлением подготовки и необходимостью сформировать у обучающихся компетенций в соответствии с принятыми стандартами.

Цель проводимых исследований - выбрать или разработать образовательные подходы, которые могли бы учитывать специфику данной темы, определить и обосновать применение базовой методологии, логически связывающую предлагаемые учебные дисциплины, предложить подход к организации реальной производственно-технологической среды для проведения экспериментальных исследований и разработок компонентов ИКФС.

Обзор литературных источников. Набор компетенций и образовательные подходы для подготовки инженера в области индустриальных киберфизических систем.

Согласно [1], знание – продукт познания, навык – сформировавшийся при многократных повторениях (упражнениях, тренировках) автоматизированный (т. е. осуществляемый без непосредственного участия сознания) компонент деятельности. Навык и умение соотносятся как часть и целое: навыки – это специфические (автоматизированные) компоненты умения. Умения (синоним – компетенции) – освоенная человеком способность выполнения действий, обеспечиваемые совокупностью приобретённых знаний и навыков. Умение – высшее человеческое качество, формирование которого является конечной целью образовательного процесса, его завершением.

Ключевые компетенции являются независимыми от контекста применениями и обладают универсальностью. Под дисциплинарными компетенциями можно понимать фундаментальные знания и профессиональные знания в предметной области. Дисциплинарные компетенции различаются в зависимости от предмета, поскольку в каждой области требуются разные компетенции [25].

Программы подготовки специалистов в области киберфизических систем включают в себя перечень обязательных дисциплинарных компетенций, согласно [2, 3]. Необходимый перечень дисциплинарных знаний, умений и навыков формируют основу в понимании сущности киберфизических систем и их нефункциональных характеристик,

системную инженерию, бизнес и общегуманитарные науки. Ключевые компетенции включают сотрудничество и коммуникацию (особенно в междисциплинарных мультикультурных командах), сотрудничество и общение с клиентами, определение и решение проблем, аналитические навыки, креативность, критическое мышление и критическое отношение к технологическим разработкам, предпринимательство, включая обучение на протяжении всей жизни. Знание английского языка является ключевой компетенцией, особенно в международных проектах, так как в таких проектах рабочим языком обычно является английский язык.

Индустриальные киберфизические системы являются междисциплинарной областью знаний, требующие применения специальных методов обучения. Использование междисциплинарного обучения позволяет учащимся интегрировать информацию, данные, методы, инструменты, концепции и теории из двух или более дисциплин для создания идей и моделей, объяснения явлений или решения проблем способами, которые тяжело описать и логически выстроить, используя походы лишь одной дисциплины [4]. Таким образом, методы преподавания, поддерживающие междисциплинарное обучение, являются наиболее предпочтительным выбором для обучения в рамках ИКФС.

На сегодняшний день несмотря на применение современных образовательных подходов, выпускники инженерных специальностей не удовлетворяют ожиданиям промышленности в hard-skills и soft-skills [8, 9, 10]. Одним из вариантов решения, сложившегося значительного разрыва между требованиями индустрии и системой подготовки инженеров, является применение целостного адаптивного образовательного подхода T-CHAT, ориентированного на решение задач в процессе обучения инженеров в области индустриальных киберфизических систем [6, 7]. Данный подход направлен на совершенствование методических, социальных и личностных компетенций студентов наряду с развитием дисциплинарных знаний и умений. Основная идея T-CHAT, по мнению авторов, состоит в том, чтобы использовать пять педагогических подходов обучения: перцептивное, проектное, проблемное, исследовательское и очное, и объединить их с целью повышения эффективности этого процесса путем гибкого варьирования педагогических методов в соответствии с изменяющимися потребностями студентов и индустрии. Данный образовательный подход внедряется и развивается в рамках новой учебной программы подготовки магистрантов в Университете ИТМО по направлению «Индустриальные киберфизические системы». Обучение студентов производится в соответствии с принятой моделью модульной подготовки студентов [5].

Образовательные фабрики как инструмент подготовки специалистов: мировой опыт построения центров обучения инженерии ИКФС.

Образовательная, учебная фабрика (перев. англ. – Learning Factory) – это учебная среда, процессы и технологии которой базируются на реальной промышленной площадке, что позволяет непосредственно подойти к процессу создания изделий и продуктов. Учебные фабрики базируются на дидактической концепции, акцентирующей внимание на экспериментальном и проблемном обучении. [11].

Вопрос создания, инжиниринга и развития образовательных фабрик для подготовки инженеров в области ИКФС предполагает рассмотрение подходов и достижений различных исследовательских групп, через гармоничный и детализированный анализ предлагаемых решений.

Вызывает интерес руководство по созданию ИКФС, предлагаемое авторами [12], составленное на основе результатов собственного исследования в области инжиниринга учебных фабрик. Подход, описываемый в работе, позволяет осуществлять систематическое, целенаправленное проектирование обучающих систем для производственного инжиниринга путем интеграции конфигурации и проектирования всей инфраструктуры обучающей фабрики, учебного курса, а также отдельных учебно–обучающих ситуаций. Данное руководство способствует развитию практического подхода к эффективному развитию компетенций в среде учебной фабрики путем решения проблем интуитивно разработанных обучающих систем.

Опыт взаимодействия промышленных партнеров и студентов университета Патрас, Греция на базе двух рассматриваемых пилотных проектов в рамках концепции *Learning Factory* описан в работе [13]. Предлагаемый вариант реализации строится по принципу удаленного взаимодействия представителей индустрии через средства видеосвязи и удаленного доступа со студентами в специально оборудованных аудиториях по схеме «one-to-one» или «one-to-many». Описан опыт взаимодействия сторон через передачу на производство результатов проводимых академических исследований на базе университетских лабораторий (комплексы роботов) – модель «Academia-to-Industry».

Аналогичный подход построения многоцелевой академической лаборатории *Learning Factory* с фокусом под требования локальных производителей механических компонентов и мехатронных систем рассмотрен в работе [14]. В данном случае, в качестве особого фактора следует отметить однородность состава компонентов и информационных систем, что способствует построению целостной проблемно-ориентированной образовательной среды.

Вызывает интерес проект образовательной фабрики с ключевым фокусом на процессы мелкоузловой сборки и внутрицеховой логистики. В рамках данного проекта на основе данных технологий студентами в большей мере самостоятельно осваиваются основные области знания применяемых технологий и методов. Роль преподавателя изменяется с инструктора на ментора образовательного процесса. Отдельное внимание уделяется рассмотрению роли человека и эргономики его работы в рабочей среде с производственными киберфизическими системами [15].

Оригинальная модель автономной безотходной экологичной образовательной фабрики – *CubeFactory* включает в себя важный образовательный аспект, а именно ее ориентация на использование в обучении неподготовленного пользователя через специальный модуль человеко-машинного взаимодействия с высокой значимостью безотходности применяемых процессов – 3Д-прототипирования из полимерных материалов и последующей их регенерации. [16].

Среди них можно выделить ряд работ, в которых большое внимание уделяется рассмотрению концепции цифровой образовательной модульной методики, основанной на применении модели компетенций, сформированной результатами анализа литературных источников и метода ситуационных задач (кейсов) [17-18]. Данная методика применяется в рамках образовательной фабрики – *LEAD Factory* при обучении специалистов бережливому управлению на производстве. Студентам предлагается пройти ряд модулей: самостоятельное изучение кейса, прохождение вводного теоретического курса, разработка собственного проекта, работа над проектом в периметре *LEAD Factory*, финальное теоретическое обучение.

Представленные примеры образовательных фабрик имеют собственную уникальную специфику и сильную дифференциацию своего назначения как проекта, ввиду существенной зависимости от задач и концептуальных представлений, положенных в основу ее проектирования. Специфическая целевая направленность фабрик не обеспечивает универсальность, однако следует отметить важность обеспечения мультизадачного проектного обучения студентов в соответствии с мультидисцпилинарностью рассматриваемой тематики. В этой связи, важным аспектом выступает определение общих концептуальных принципов, обеспечивающих ее эффективность как образовательной среды для подготовки инженеров в области ИКФС. Широкое разнообразие задач и целей обучения должно быть учтено при дальнейшей разработке подобных фабрик.

Далее будут рассмотрены некоторые положения и концепции, применение которых может быть рекомендовано в подготовке

современных инженерных специалистов широкого профиля – инженеров индустриальных киберфизических систем.

Концептуальные положения разработки учебных планов и выбора специализации.

Одним из возможных вариантов концептуального принципа в формировании методологии, обеспечивающей связанность учебных дисциплин и фабрик, может выступать эталонная архитектура предприятия, определяющая общие принципы построения производств нового типа. Использование эталонной архитектуры предприятия позволяет определить этапность изучения технологий студентом, выстроить логическую связь между образовательными курсами и исследовательскими проектами, сформировать целостное представление о современных технологиях, а также обеспечить связь между теоретическим и экспериментально-прикладными аспектами образовательного процесса. Последнее может достигаться за счет внешней коллаборации с промышленными партнерами университета, а также создания опытных образовательных фабрик и лабораторий индустриальных киберфизических систем.

В рамках данной работы предлагается использование эталонной архитектурной модели *Reference Architecture Model for Industry 4.0 (RAMI),* определяющей стандарты инжиниринга индустриальных киберфизических систем [22]. Данная архитектурная модель была предложена в 2013 году компаниями BITCOM, VDMA и ZWEI как развитие существующей модели Smart Grid Architecture Model для электроэнергетики под нужды индустрии, а также развиваемая ассоциацией Platform Industie 4.0.

Данная модель является сервис-ориентированной архитектурой, которая описывает структуру и взаимосвязи элементов Smart Factory в трехмерном координатном пространстве в рамках концепции Industrie 4.0. Она объединяет в себе представления об аппаратных и виртуальных компонентах в семиуровневой иерархической модели автоматизации – IEC 62264, IEC 61512 и жизненного цикла IEC 628990. Модель также позволяет декомпозировать сложные процессы на простые модули, обеспечивая простоту понимания и освоения нотации, а также способствуя лучшей междисциплинарной коллаборации между инженерами различных специальностей.

Reference Architecture Model for Industry 4.0 гармонизирует основные достижения в области концепций организации предприятия, концепции жизненного цикла, а также общепризнанные стандарты инжиниринга, выступая навигатором для проектировщиков.

Применение модели RAMI позволяет организовать необходимую вариативность и гибкость образовательных технологий в соответствии с

требованиями и ожиданиями индустрии и персональных запросов обучающихся. [25] Это обеспечивается многоуровневостью и мультидисциплинарностью предлагаемой модели, объединяя в себе лучший опыт и наработки концепций предыдущих этапов – жизненный цикл развития технических изделий и продуктов, иерархическую пирамиду автоматизации, различные специализации и аспекты проектирования и изготовления сложных технических устройств (от механики и кинематики узлов до программной логики и электронных компонентов).

Вариант использования предлагаемого подхода представлен на Рис.1. Данная иллюстрация показывает связь эталонной архитектура ИКФС на основе RAMI и учебных планов: RAMI обеспечивает навигацию, выступая «Атласом компетенций инженера ИКФС» в процессе формирования индивидуальных образовательных траекторий: от типа специализации программы до выбора учебных дисциплин и образовательных проектов обучающихся в зависимости от ожиданий результатов обучения.

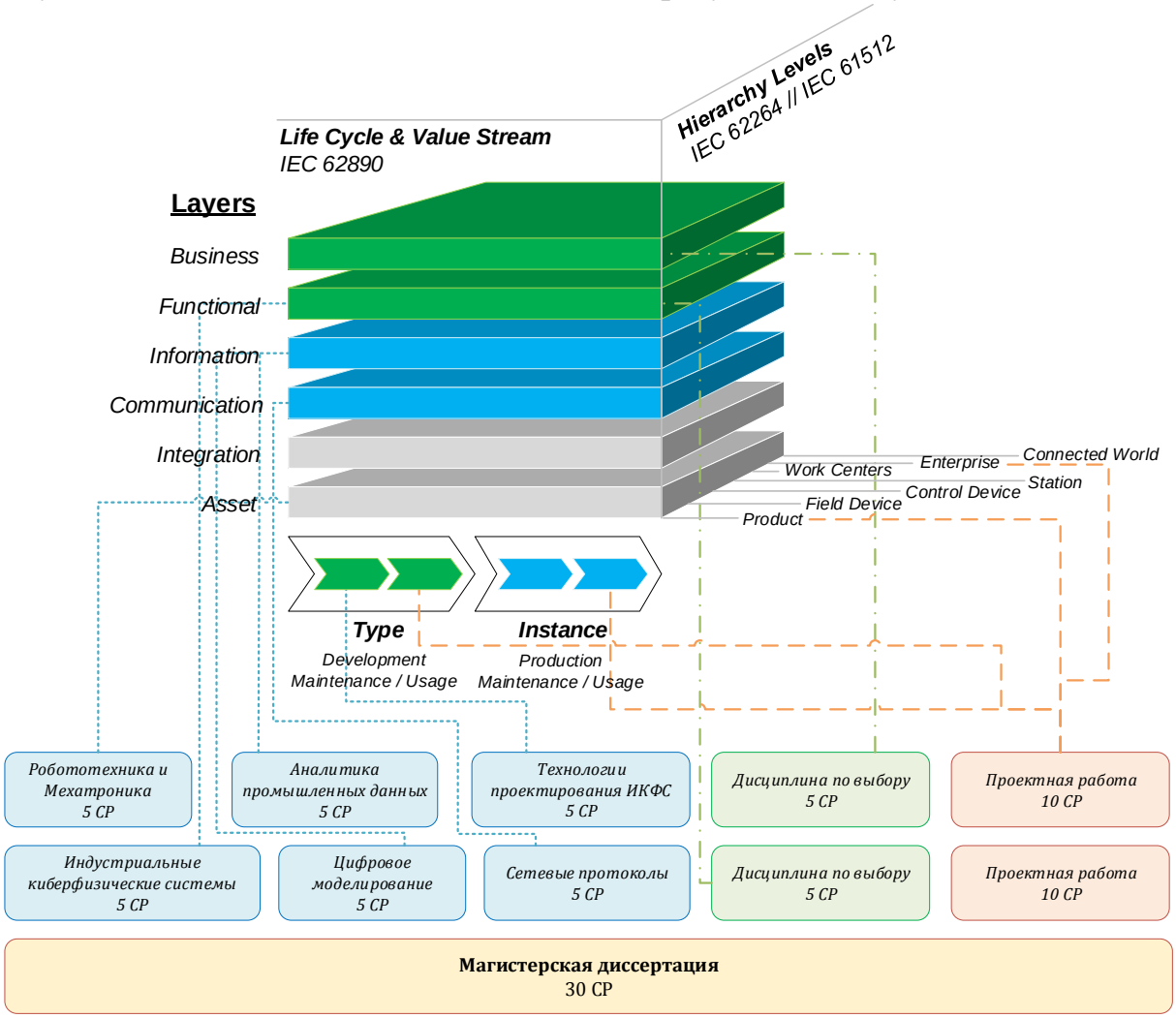


Рис. 1. Выбор учебных дисциплин на основе эталонной архитектурной модели RAMI

Учебный план может быть определен исходя из задач индивидуальной проектной деятельности обучающихся. В случае возникновения понимания или потребности в освоении новой предметной области, студент может изменить порядок или структуру образовательных модулей. Например, получив задачу реализовать интеграцию программных модулей мониторинга оборудования с системой управления ресурсами предприятия, студенту потребуются навыки в области программной инженерии, сетевых протоколов, а также системной интеграции. Данные аспекты могут быть изучены студенты за счет внедрения дополнительных модулей путем их замены, ротации или расширения учебного плана. Для закрепления приобретенных знаний на практике и проверки выработанных гипотез и решений студенту потребуется учебная среда для прототипирования и отладки. Данная задача может решаться несколькими способами: построение прототипа в условиях образовательной фабрики, пилотные проекты у индустриальных партнеров и т.д.

Построение образовательной среды для изучения ИКФС

Роль технических университетов сегодня – быть центром создания опережающих технологий и инновационных проектов развития для различных индустрий, выступать организатором новой образовательной экосистемы, интегрируя текущие и будущие потребности промышленности с передовыми исследованиями, технологиями и подходами в подготовке специалистов.

Это определяет ключевую задачу университетов, а именно прогнозирование источников будущих научных прорывов и работа «с опережением»: подготовка специалистов к требованиям будущей реальности, принимая во внимание длительность цикла академической подготовки.

Для успешной реализации данной задачи необходимо проводить регулярный мониторинг мировых достижений в области образования и производства. Именно способность университетов предвидеть, предвосхитить будущее и выстроить, организовать академическое и индустриальное сотрудничество является залогом его успешности сегодня.

Важно отметить тенденции развития мировых промышленных технологий к созданию умных производств в соответствии с концепцией Industrie 4.0 (Рис.2). Расширение распространения использования информационно-коммуникационных технологий в промышленном производстве, а также новой роли процессов обработки информации в процессах управления и принятия решений определяют новые требования к формированию образовательной среды и адаптации новых решений. Новые подходы в построении образовательной среды для подготовки

специалистов в области ИКФС должны отвечать будущим потребностям промышленности и обеспечивать способность к изучению передовых технологий, state-of-the-art, а также проведению инновационных исследований и разработок.

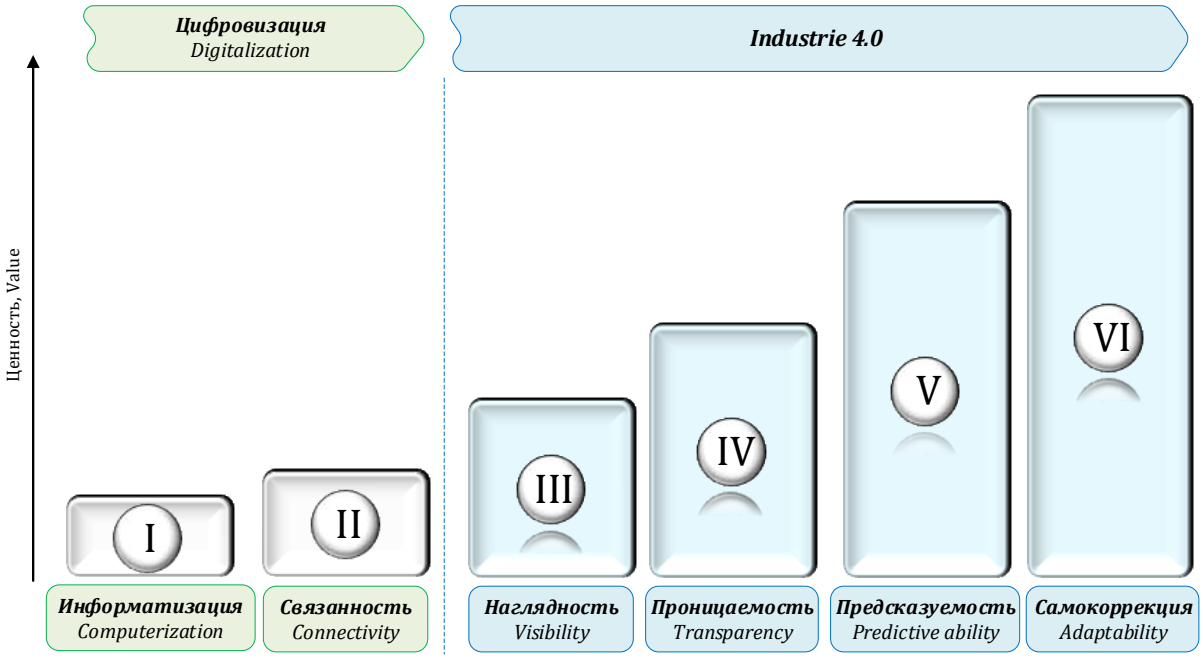


Рис. 2. Этапы на пути развития для Индустрии 4.0 [23]

В частности, данный подход апробирован в рамках академического сотрудничества студентов и профессоров Университета ИТМО и Университета прикладных наук, г. Эмдер-Лир, Германия, что позволило уделить большое внимание вопросам использования новых технологий коммуникации, организации системной интеграции компонентов, взаимодействия человека с индустриальными киберфизическими системами с применением в процессе обучения представленного выше образовательного подхода T-CHAT [6].

Реализация проекта разработки образовательной фабрики в рамках совместной коллаборации студентов позволила получить промежуточные результаты, представленные авторами в [19]. Созданный участок призван ознакомить студентов с основами современной промышленной автоматизации и технологий Industrie 4.0, выступая как платформа для новых студенческих исследовательских проектов. Данный аспект реализуется за счет модульной организации участка, а также возможностью подключения новых компонентов и систем. Следует отметить наличие описания данного участка в нотации архитектуры RAMI 4.0, что обеспечивает связанность проекта с предлагаемой моделью построения образовательной траектории обучающимися.

В 2019 году, в Университете ИТМО в коллаборации с международными индустриальными и академическими партнерами, в рамках создания и обеспечения образовательной среды, была создана новая программа подготовки магистров «Индустриальные киберфизические системы» по направлению 15.04.04 Автоматизация технологических процессов и производств. Данная программа ориентирована на подготовку специалистов нового поколения для развития высокотехнологичной промышленности в формате «умных» производств, обладающих высокой степенью автоматизации, гибкости, самоорганизации, способностью быстро реагировать на индивидуальные запросы потребителей.

В рамках программы охватываются такие передовые информационные и производственные технологии, как цифровое проектирование и моделирование, цифровое производство, аддитивные и гибридные технологии, робототехнику, промышленную сенсорику, промышленный интернет вещей (IIoT) и сервисов, большие данные (Big Data) и искусственный интеллект, а также информационные системы управления производством и предприятием в целом. Данный набор технологий отвечает и поддерживает развитие новых компетенций у обучающихся в соответствии с будущими тенденциями развития технологий для Industrie 4.0 (Рис.2).

Следует отметить, что Университет ИТМО обладает большим опытом в создании Инжиниринговых центров, отвечающих задачам построения образовательных фабрик [24]. Имеется значительный опыт работы на базе парадигмы PLM – управления жизненным циклом изделий. Так, для обеспечения целостного образовательного подхода и в целях развития нового направления подготовки магистров в университете совместно с индустриальными партнерами создана лаборатория «Технологии цифрового производства» с опорой на концептуальные положения эталонной архитектуры RAMI – основы будущих умных производств:

- ООО БиПитрон СП, как эксперт в области информационных систем класса PLM и цифровых платформ интернета вещей. Партнер Университета ИТМО в программе корпоративной магистратуры ИКФС;
- Schneider Electric, мировой лидер в предоставлении цифровых решений в области управления электроэнергией и автоматизации. Партнер Университета ИТМО в программе корпоративной магистратуры ИКФС;
- ПАО Техприбор, исторический партнер университета, поддерживает концепцию цифрового производства в совместной лаборатории. Предприятие занимается разработкой, производством,

сертификацией и сопровождением в эксплуатации бортовой авионики.

Основная задача партнеров – поддержать образовательные программы, в которых рассматриваются технологии проектирования, производства и эксплуатации конкурентоспособных изделий, посредством:

- развития инфраструктуры и лабораторий;
- активным международным сотрудничеством;
- развитием и сохранением компетенций по технологиям, автоматизации и организации производства;
- формированием партнерской среды из высокотехнологичных компаний;
- разработкой методологии построения ICPS в парадигме Индустрия 4.0.

Результаты и обсуждение. Промышленность всегда заинтересована в компетентных специалистах. Инженерам нового поколения, предстоит задача проектирования и создания новых, модернизированных «умных» производств. Возрастают требования к сложности данных систем – адаптивность и самокоррекция, информационная интеграция и высокая степень автоматизации процессов, скорость реакции, массовая персонализация [3, 8, 11, 12, 20-23]. Изменяются требования промышленности к молодым специалистам, выпускаемых техническими университетами [8, 9, 10].

При этом отмечено, что изучение ИКФС может быть организовано с применением мультидисциплинарных методов и подходов в образовании, обладающих целостностью и адаптивностью [4]. Связанность учебных дисциплин должна определяться единством концептуальных принципов образовательных траекторий и гибкостью их выбора, обеспечиваемых их модульностью и вариативностью [5].

Отмечено, что одним из возможных вариантов концептуального принципа в формировании методологии, обеспечивающей связанность учебных дисциплин и фабрик, может выступать эталонная архитектура предприятия, что позволяет определить этапность изучения технологий студентом, выстроить логическую связь между образовательными курсами и исследовательскими проектами, сформировать целостное представление о современных технологиях, а также обеспечить связь между теоретическим и экспериментально-прикладными аспектами образовательного процесса, через применение образовательного подхода T-CHAT в подготовке специалистов ИКФС [6, 7, 26].

Необходимо отметить особое место закрепления навыков студентов через работу в образовательных фабриках – специальной среде, базирующихся на дидактической концепции, акцентирующей внимание на

экспериментальном и проблемном обучении и позволяющей обеспечить многие аспекты предлагаемого образовательного подхода и рассматриваемой модели компетенций [11-17, 19]. Мировой опыт показывает, что принятая концепция развития подготовки инженеров через образовательную фабрику и создаваемая ею связь академического образования и промышленного мира, должна стать общим связующим фундаментом для новой образовательной экосистемы.

Следует отметить, что полученные результаты будут использованы для разработки комплексной модели и методики инжиниринга «Smart Factory» в рамках проводимого исследования, а также обновления учебных планов, программ рабочих дисциплин и материалов в рамках магистерской программы «Индустриальные киберфизические системы» Университета ИТМО.

Заключение. Образовательный аспект инжиниринга индустриальных киберфизических систем является комплексной задачей, требующей пересмотра классических подходов в подготовке технических специалистов ввиду ее мультидисциплинарной структуры и высоких ожиданий, возлагаемых промышленностью. Применение новых комбинаций методик, переосмысление классических подходов наряду с изучением достижений ведущих международных центров, могут стать основой новой интеллектуальной философии и отношения к построению образовательного процесса в академических средах и университетах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Новиков А.М. Педагогика: словарь системы основных понятий. – М.: Издательский центр ИЭТ, 2013. – 268 с.

[2] E. Mäkiö-Marusik, “Current trends in teaching cyber physical systems engineering: A literature review,” Industrial Informatics (INDIN), 2017 IEEE 15th International Conference on, IEEE, 2017, pp. 518–525.

[3] Makio-Marusik, E., Ahmad, B., Harrison, R., Makio, J., & Walter, A. (2018). Competences of cyber physical systems engineers — Survey results. 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). doi:10.1109/icphys.2018.8390754

[4] V.B. Mansilla, “Learning to synthesize: The development of interdisciplinary understanding,” The Oxford handbook of interdisciplinarity, 2010, pp. 288–306.

[5] A. A. Pyrkin, A. A. Bobtsov, A. A. Vedyakov, S. V. Shavetov, Y. S. Andreev, O. I. Borisov «Advanced Technologies in High Education in Cooperation with High-Tech Companies», IFAC-PapersOnLine. 52. 312-317. 10.1016/j.ifacol.2019.08.226.

[6] J. Mäkiö, E. Mäkiö-Marusik, and E. Yablochnikov, “Task-centric holistic agile approach on teaching cyber physical systems engineering,” Industrial Electronics Society, IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE, IEEE, 2016, pp. 6608–6614.
[7] E. Mäkiö-Marusik, J. Mäkiö, and J. Kowal, “Implementation of Task-Centric Holistic Agile Approach on Teaching Cyber Physical Systems Engineering,” AMCIS 2017 Proceedings: Proceedings of the Twenty-third Americas Conference on Information Systems, IS in Education, IS Curriculum, Education and Teaching Cases (SIGED), 2017, pp. 1–10.
[8] National Research Council, Interim Report on 21st Century Cyber-Physical Systems Education, The National Academies Press, 2015.
[9] A. Radermacher, G. Walia, and D. Knudson, “Investigating the skill gap between graduating students and industry expectations,” Companion Proceedings of the 36th international conference on software engineering, ACM, 2014, pp. 291–300.
[10] Рудской А.И., Боровков А.И., Романов П.И., Колосова О.В. Общепрофессиональные компетенции современного российского инженера // Высшее образование в России. 2018. № 2 (220). С. 5-18.
[11] Initiative on European Learning Factories. 2013. General Assembly of the Initiative on European Learning Factories. Munich: Initiative on European Learning Factories
[12] M. Tisch, C. Hertle, E. Abele, J. Metternich & R. Tenberg (2016) Learning factory design: a competency-oriented approach integrating three design levels, International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 29:12, 1355-1375, DOI: 10.1080/0951192X.2015.1033017
[13] Rentzos L., Mavrikios D., Chryssolouris G. A two-way knowledge interaction in manufacturing education: the teaching factory. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 31–35. doi: 10.1016/j.procir.2015.02.082
[14] Faller C., Feldmuller D. Industry 4.0 learning factory for regional SMEs. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 88–91. doi: 10.1016/j.procir.2015.02.117
[15] Hummel V., Hyra K., Ranz F., Schuhmacher J. Competence development for the holistic design of collaborative work systems in the Logistics Learning Factory. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 76–81. doi: 10.1016/j.procir.2015.02.111
[16] Muschard B., Seliger G. Realization of a learning environment to promote sustainable value creation in areas with insufficient infrastructure. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 70–75. doi: 10.1016/j.procir.2015.04.095
[17] Hulla, M., Hammer, M., Karre, H., & Ramsauer, C. (2019). A case study-based digitalization training for learning factories. Procedia Manufacturing, 31, 169–174. doi:10.1016/j.promfg.2019.03.027

[18] J. Erpenbeck, Handbuch Kompetenzmessung: erkennen, verstehen und bewerten von Kompetenzen in der betrieblichen, pädagogischen und psychologischen Praxis, Schäffer-Poeschel, 2007.
[19] Tisch, C. Hertle, E. Abele, J. Metternich & R. Tenberg (2016) Learning factory design: a competency-oriented approach integrating three design levels, International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 29:12, 1355-1375, DOI: 10.1080/0951192X.2015.1033017
[20] Глущенко Ф.А., Борзых В., Верманн Дж., Коломбо А.В. Разработка модели обучающей платформы для исследования процесса производства в концепции Индустрия 4.0 // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2018. Т. 18. № 3. С. 554–560. doi: 10.17586/2226-1494-2018-18-3-554-560
[21] Metternich, J., E. Abele, G. Chryssolouris, W. Sihn, H. E. Maraghy, K. Tracht, and T. Tolio et al. 2014. "Definitions of "Learning Factories"." CIRP Collaborative Working Group on Learning Factories, CIRP General Assembly, Nantes, France, August, 28, 2014.
[22] Plattform Industrie 4.0. The background to Plattform Industrie 4.0 // URL: https://www.plattform-i40.de/PI40/Navigation/EN/Home/home.html (дата обращения: 17.01.2020).
[23] Шу, Г., Андерл, Р., Гауземайер, Ю., тен Хомпель, М., Вальстер, В. (и др.): Индекс зрелости Индустрии 4.0 – Управление цифровым преобразованием компаний (acatech ИССЛЕДОВАНИЕ), Munich: Herbert Utz Verlag 2017.
[24] Яблочников Е.И. Создание инжинирингового центра «Интегрированные компьютерные технологии проектирования и производства приборов и систем» // Сборник материалов четвертой Всероссийской научно-практической конференции «Компьютерная интеграция производства и ИПИ-технологии»- Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2009.- с.104-110
[25] A. Radermacher, G. Walia, and D. Knudson, "Investigating the skill gap between graduating students and industry expectations," Companion Proceedings of the 36th international conference on software engineering, ACM, 2014, pp. 291–300.
[26] E. Mäkiö-Marusik, A.W.Colombo, J. Mäkiö, A.Pechmann Concept and case study for teaching and learning industrial digitalization // Procedia Manufacturing 2019, vol. 31, pp. 97-102, https://doi.org/10.1016/j.promfg.2019.03.016

O.A. Abyshev[1], E.I. Yablochnikov[1], J. Mäkiö[2]

INDUSTRIAL CYBER-PHYSICAL SYSTEMS ENGINEERING: THE EDUCATION ASPECT

[1]ITMO University, Russia;
[2] Technology University of Applied Sciences Emden/ Leer Emden, Germany;

Abstract

The paper discusses issues and approaches to organizing training of specialists in the field of industrial cyber-physical systems engineering at technical universities. An overview of world research in the field of models of future specialist competencies and expectations of industrial enterprises is presented. The use of a multidisciplinary approach in T-CHAT training is shown in the training of specialists. Proposals for the comprehensive organization and support of students considered: a connection of a competence model, an architectural model of the "smart factory", a formation of curricula and individual educational trajectories of students. Recommendations for the use of the designated practices and approaches in training specialists in the framework of consideration of the educational aspect of engineering industrial cyber-physical systems are formed.

Key words: engineering training, competence model, T-CHAT, smart manufacturing, smart factory, educational factory, learning factory, RAMI, ICPS, industrial cyber-physical systemsж

REFERENCES

[1] Novikov a.m. Pedagogy: dictionary of the system of basic concepts. - Moscow: Publishing center IET, 2013. - 268 p.
[2] E. Mäkiö-Marusik, “Current trends in teaching cyber physical systems engineering: A literature review,” Industrial Informatics (INDIN), 2017 IEEE 15th International Conference on, IEEE, 2017, pp. 518–525.
[3] Makio-Marusik, E., Ahmad, B., Harrison, R., Makio, J., & Walter, A. (2018). Competences of cyber physical systems engineers — Survey results. 2018 IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). doi:10.1109/icphys.2018.8390754
[4] V.B. Mansilla, “Learning to synthesize: The development of interdisciplinary understanding,” The Oxford handbook of interdisciplinarity, 2010, pp. 288–306.

[5] A. A. Pyrkin, A. A. Bobtsov, A. A. Vedyakov, S. V. Shavetov, Y. S. Andreev, O. I. Borisov «Advanced Technologies in High Education in Cooperation with High-Tech Companies», IFAC-PapersOnLine. 52. 312-317. 10.1016/j.ifacol.2019.08.226.
[6] J. Mäkiö, E. Mäkiö-Marusik, and E. Yablochnikov, “Task-centric holistic agile approach on teaching cyber physical systems engineering,” Industrial Electronics Society, IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE, IEEE, 2016, pp. 6608–6614.
[7] E. Mäkiö-Marusik, J. Mäkiö, and J. Kowal, “Implementation of Task-Centric Holistic Agile Approach on Teaching Cyber Physical Systems Engineering,” AMCIS 2017 Proceedings: Proceedings of the Twenty-third Americas Conference on Information Systems, IS in Education, IS Curriculum, Education and Teaching Cases (SIGED), 2017, pp. 1–10.
[8] National Research Council, Interim Report on 21st Century Cyber-Physical Systems Education, The National Academies Press, 2015.
[9] A. Radermacher, G. Walia, and D. Knudson,” Investigating the skill gap between graduating students and industry expectations, " Companion Proceedings of the 36th international conference on software engineering, ACM, 2014, pp. 291-300.
[10] Rudskoy A. I., Borovkov A. I., Romanov P. I., Kolosova O. V. General professional competence of a modern Russian engineer // Higher education in Russia. 2018. no. 2 (220). Pp. 5-18.
[11] Initiative on European Learning Factories. 2013. General Assembly of the Initiative on European Learning Factories. Munich: Initiative on European Learning Factories
[12] M. Tisch, C. Hertle, E. Abele, J. Metternich & R. Tenberg (2016) Learning factory design: a competency-oriented approach integrating three design levels, International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 29:12, 1355-1375, DOI: 10.1080/0951192X.2015.1033017
[13] Rentzos L., Mavrikios D., Chryssolouris G. A two-way knowledge interaction in manufacturing education: the teaching factory. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 31–35. doi: 10.1016/j.procir.2015.02.082
[14] Faller C., Feldmuller D. Industry 4.0 learning factory for regional SMEs. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 88–91. doi: 10.1016/j.procir.2015.02.117
[15] Hummel V., Hyra K., Ranz F., Schuhmacher J. Competence development for the holistic design of collaborative work systems in the Logistics Learning Factory. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 76–81. doi: 10.1016/j.procir.2015.02.111
[16] Muschard B., Seliger G. Realization of a learning environment to promote sustainable value creation in areas with insufficient infrastructure. Procedia CIRP, 2015, vol. 32, pp. 70–75. doi: 10.1016/j.procir.2015.04.095

[17] Hulla, M., Hammer, M., Karre, H., & Ramsauer, C. (2019). A case study-based digitalization training for learning factories. Procedia Manufacturing, 31, 169–174. doi:10.1016/j.promfg.2019.03.027
[18] J. Erpenbeck, Handbuch Kompetenzmessung: erkennen, verstehen und bewerten von Kompetenzen in der betrieblichen, pädagogischen und psychologischen Praxis, Schäffer-Poeschel, 2007.
[19] Tisch, C. Hertle, E. Abele, J. Metternich & R. Tenberg (2016) Learning factory design: a competency-oriented approach integrating three design levels, International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 29:12, 1355-1375, DOI: 10.1080/0951192X.2015.1033017
[20] Glushchenko F. A., Borzykh V., Vermann J., Colombo A.V. Development of a model of a training platform for the study of the production process in the concept of industry 4.0 / / Scientific and technical Bulletin of information technologies, mechanics and optics. 2018. Vol. 18. No. 3. Pp. 554-560. doi: 10.17586/2226-1494-2018-18-3-554-560
[21] Metternich, J., E. Abele, G. Chryssolouris, W. Sihn, H. E. Maraghy, K. Tracht, and T. Tolio et al. 2014. “Definitions of “Learning Factories”.” CIRP Collaborative Working Group on Learning Factories, CIRP General Assembly, Nantes, France, August, 28, 2014.
[22] Plattform Industrie 4.0. The background to Plattform Industrie 4.0 / / URL: https://www.plattform-i40.de/PI40/Navigation/EN/Home/home.html (accessed: 17.01.2020).
[23] Shu, G., Anderl, R., Gausemeier, Y., ten Hompel, M., Walster, V.(et al.): industry 4.0 maturity Index – managing digital transformation of companies (acatech research), Munich: Herbert Utz Verlag 2017.
[24] Yablochnikov E. I. Creation of the engineering center "Integrated computer technologies of design and production of devices and systems" / / Collection of materials of the fourth all-Russian scientific and practical conference "Computer integration of production and IPI-technologies" - Orenburg: IPK GOU OSU, 2009. - p. 104-110
[25] A. Radermacher, G. Walia, and D. Knudson, “Investigating the skill gap between graduating students and industry expectations,” Companion Proceedings of the 36th international conference on software engineering, ACM, 2014, pp. 291–300.
[26] E. Mäkiö-Marusik, A.W.Colombo, J. Mäkiö, A.Pechmann Concept and case study for teaching and learning industrial digitalization // Procedia Manufacturing 2019, vol. 31, pp. 97-102, https://doi.org/10.1016/j.promfg.2019.03.016

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-2
УДК 378.147

М.В.Лагунова[1], Л.А.Иванова[2], Н.В.Ежова[3]

ОРГАНИЗАЦИЯ УДАЛЕННОГО ОБУЧЕНИЯ ВЫСШЕЙ МАТЕМАТИКЕ. ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ



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



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



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

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы организации удаленного обучения высшей математике в период карантинных мероприятий. Рассказано об уже имеющихся в наличии средствах и их дальнейшем развитии. Обсуждается вопрос о возможности промежуточной аттестации в дистанционном режиме, а также освещен опыт проведения коллоквиума с элементами прокторинга. Приведены промежуточные результаты по высшей математике студентов одного из потоков. Результаты показали, что удаленное обучение, которое, конечно, не может полностью заменить личное общение с преподавателями, все же можно и нужно использовать не только в период самоизоляции, но и в обычном учебном процессе.

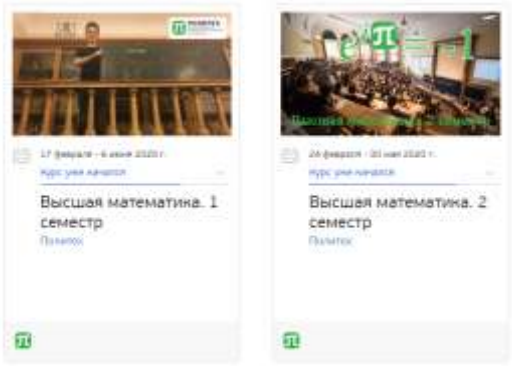
Ключевые слова: дистанционное обучение, удаленное обучение, тест, moodle, прокторинг, балльно-рейтинговая система.

В период удаленного обучения перед преподавателями университета встало много проблем:

- как собрать студентов,
- как следить за посещаемостью,
- как организовать учебный процесс,
- как следить за своевременным выполнением заданий,
- как оценивать работу студентов,
- как учитывать степень личного участия студента в освоении материала. Это, пожалуй, самый сложный вопрос – вопрос прокторинга.

В настоящей работе мы поделимся имеющимся опытом и некоторыми полученными результатами.

Начнем с того, что в двух потоках студентов механического направления Института машиностроения, материалов и транспорта (ИММиТ) и в одном потоке Института энергетики (ИЭ) уже давно широко используется дистанционный курс по высшей математике, охватывающий все три семестра курса, который изучают студенты механических направлений ИММиТ и ИЭ. Этот курс содержит видеолекции, текстовые файлы рекомендованного учебника, вопросы и задачи для самопроверки, а также контрольные и итоговые тесты. Год назад вышли два курса, охватывающие материал первого и второго семестров, на открытом портале «Открытое образование»: https://openedu.ru/course/spbstu/HIMAT/, https://openedu.ru/course/spbstu/HIMAT2/#



Надо отметить, что это пока единственный курс на открытом портале, который охватывает именно курс высшей математики, изучаемый на общетехнических направлениях университетов. На эти курсы записалось более 3000 участников, с которыми мы постоянно находимся на связи – отвечаем на вопросы, возникающие в процессе обучения. Третий семестр пока не выпущен ввиду большой трудоемкости работы. Но, учитывая сложившуюся ситуацию, мы планируем ускорить процесс и разместить и третий семестр на Открытом портале в ближайшее время. Что касается общеуниверситетского сайта https://lms.spbstu.ru/, которым пользуются студенты СПбПУ, то он был построен на платформе moodle, более удобной, обладающей массой возможностей, не доступных на Открытом портале. По этой причине в работе с нашими студентами мы предпочитаем пользоваться этим сайтом.

В самом начале карантинных мероприятий, 16 марта, был издан приказ о начале дистанционного обучения. На фоне общей растерянности, а в некоторых случаях даже паники, мы пригласили на свой курс многих преподавателей нашей кафедры «Высшая математика». Каждому преподавателю был создан свой форум, на который был открыт доступ только группам, обучающимся у данного преподавателя. В этом форуме давалось задание на каждый учебный день. Кроме того, была создана возможность студентам отправлять на этот сайт свои работы на проверку. Что касается материала, который они должны были освоить, то на сайте, как уже было сказано, есть полный набор видеолекций (всего 40), заданий для самостоятельного решения и контрольных тестов.

Кроме дистанционного курса были задействованы социальные сети. У каждого из авторов этого доклада есть личная страница во Вконтакте, а также специально созданные группы в этой социальной сети, где мы размещаем материалы для подготовки к экзаменам и контрольным, а также результаты экзаменов, коллоквиумов и контрольных работ. Для того, чтобы собрать студентов, мы использовали общую беседу со старостами групп. К вечеру понедельника 16 марта почти все студенты, кроме заядлых прогульщиков, зашли на сайт lms.spbstu.ru и отметились в форуме. Форум был настроен так, что отметка об участии отражалась в таблице результатов и у студента, и у преподавателя.

С 25 марта весь СПбПУ перешел на удаленное обучение с использованием различных сайтов на одной и той же платформе moodle. Все преподаватели, зайдя в свое электронное расписание, выходят на сайт СДО (система дистанционного образования), где у них есть возможность проводить вебинары, отвечать на вопросы и проводить другие учебные мероприятия: опросы, анкеты, тестирование, прием и выдачу расчетных заданий. Для проверки посещаемости мы используем следующий метод: делаем форум каждого конкретного учебного дня оцениваемым. Студенты должны зайти в специальную тему «Посещаемость» и поставить +, причем они могут это сделать только в ограниченный промежуток времени, во время проведения самого занятия.

Организация учебного процесса в основном проходит на основе тех материалов, которые уже были размещены на сайте https://lms.spbstu.ru/, но, справедливости ради, отметим, что этого оказалось недостаточно. По некоторым темам, которые изучают в четвертом семестре ИЭ отсутствовал нужный материал. Также на сайте не было практических занятий, которые могли бы достойно восполнить отсутствие живого общения студентов и преподавателя в обстановке обычного практического занятия. Поэтому нам пришлось разместить много дополнительных материалов. Были добавлены такие темы, как теория поля, криволинейные и поверхностные интегралы, а также небольшой курс по теории вероятностей.

Для того, чтобы проводить более или менее полноценные практические занятия, были созданы (и еще продолжают создаваться) практические задания в формате «Лекция». Данный формат позволяет донести материал с элементами интерактива, то есть с участием самого студента. Разбирается определенная задача, подробным образом рассказывается о том, как её можно решать, по возможности используются иллюстрации, которые довольно сложно было бы изобразить мелом на доске. После разбора типовых примеров предлагается решить аналогичную задачу самостоятельно и ввести ответ. Если ответ верный, то студент получает баллы, если неверный, то объясняются возможные ошибки и предлагается еще одна попытка, но уже без добавления баллов. В результате занятие считается пройденным, если правильных ответов 2/3. Количество заданий различного уровня сложности, предназначенных для самостоятельного решения, от 6 до 8 в каждом таком практическом занятии. Время прохождения ограничено – от 45 минут до 3-х часов. Занятие можно проходить несколько раз, засчитывается средний балл.

Надо отметить, что студенты принимали активное участие в создании этих практических занятий. Была организована группа из 10 добровольцев, преимущественно отличников, которые первыми тестируют эти задания, давая ценные замечания и исправляя неизбежные ошибки. Эти студенты активно общаются между собой и с преподавателем, обсуждая задания, выявляя и свои ошибки при решении задач. Впоследствии они объясняют разные тонкие моменты своим одногруппникам, беря на себя часть функций преподавателя, за что мы им очень благодарны. Всего к настоящему моменту создано около 20 практических занятий в формате «Лекция» и работа еще продолжается. На экране занятие выглядит примерно так (см. рис. 1).

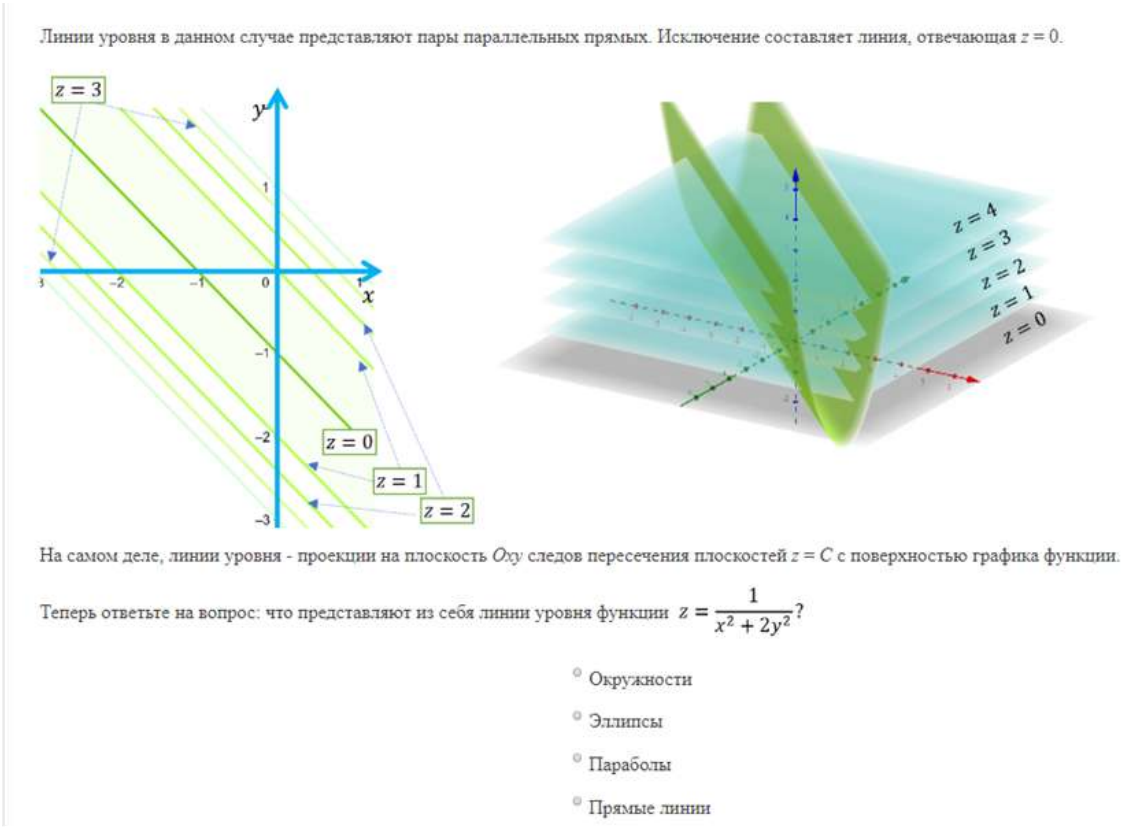


Рис. 1

Лекции по части курса представлены на сайте в видеоформате. Особого смысла проводить по ним вебинары, наверное, нет. На вебинаре просто сообщается, какая лекция включена в повестку дня. Если часть лекций пока не записана в студии, то по этой теме создается презентация с анимацией так, что каждая новая фраза или новая формула появляется в нужной последовательности. На вебинаре презентация озвучивается, записывается и выкладывается в формате PowerPoint на двух сайтах.

Теперь о том, как предлагается следить за своевременным выполнением заданий. Разумеется, каждый студент работает в своем режиме, а иногда и в своем часовом поясе, что также надо учитывать. Существуют дедлайны, – за невыполнение работы до определенного срока студент получает штрафные баллы в свой рейтинг. Надо сказать, что уже несколько лет мы используем балльно-рейтинговую систему, по которой учитывается вся работа студента в течение семестра. Сюда входят домашние контрольные тесты, коллоквиум и итоговая контрольная, а также бонусы в виде дополнительных очков за участие в олимпиадах и выполнение дополнительных заданий, которые студенты прозвали «морковками». Каждый месяц старостам групп высылается Excel-файл с промежуточными результатами. Задача старосты – довести эти данные до всех студентов группы. На рисунке 2 отражены результаты части группы

3331504/90001 на 6 мая этого года. Закрашенные жёлтым цветом клетки – это долги, которые должны быть закрыты в ближайшее время.

Результаты дистанционного обучения для группы 3331504/90001 /к 6 мая 2020/

	Фамилия	Имя	Ф	Т 6	Т 7	Т 8	Пр 1	Пр 2	Пр 3	Пр 4	Пр 5	Пр 6	Пр 7	Пр 8	Пр 9	Пр 10	Пр 11	Пр 12	Пр 13	Пр 14	Пр 15	Морк	Штр
1	Алексеев	Владислав	1	13,75	17,3						100	100	100		100	87,5	100	100	80	66,67		0	-5
2	Анкушева	Людмила	1	13,33	16,7		100	зачёт	68,75	5	100	100	100	75	83,3	87,5	100	100	100	100	100	0	
3	Ван	Конг Туан	1	14,17	20		100	зачёт	100	5	100	100	100	100	100	93,75	100	100	100	83,33	100	2	
4	Вернер	Артем	1	12,5	17,3		100	зачёт		5	100	60,4	70,8	100	100	75	100	60	100	80		-	-4
5	Волобуева	Олеся	1	9,58	16		100	зачёт	100	5	88,89	100	100	100	100	81,25	40	100	70	83,33	87,5	-	
6	Вотчинников	Данил	1				100				100	75					80	80	100	100	100	-	-8
7	Галичанин	Константин	2	15	17,3	14,55	100	зачёт	100	5	100	100	100	100	83,3	100	100	100	90	83,33	75	-	
8	Голомаздин	Евгений	1	11,25	16,7		100	зачёт	100		100	100	100	100	100	100	60	100	60	66,67	87,5	-	-1
9	Горюнов	Никита	1	14,58	20		100	зачёт	100	5	100	100	83,3	100	83,3	93,75	100	60	100	83,33		2	
10	Давыдов	Арсений	1	11,67	-		100	зачёт	100	5	100	100	100	100	100	100	90	60	100	100	100	-	-1
11	Дзюба	Ярослав	2	14,17	20		100	зачёт	100	5	100	100	100	100	100	75	80	100	100	100		-	

Рис. 2

Как было сказано выше, оценивается работа студента в течение всего семестра. Баллы можно набрать за домашние тесты (Т6 – Т8 в таблице), которые должны быть выполнены вовремя. Эти баллы берутся с весом 1/3. Практические занятия (по таблице видно, что большинство набирает 100%) вообще в рейтинг не включаются. Но студенты знают, что если набрано меньше 66%, то им не откроется итоговый заключительный тест. Остальные баллы можно получить за коллоквиум, о котором мы расскажем позже, и, собственно, за экзамен. Если, например, максимально возможное число полученных баллов 100, то оценки распределяем так: начиная с 51 – удовлетворительно, с 71 – хорошо, выше 90 – отлично.

Самый сложный вопрос при организации удаленного обучения – это вопрос прокторинга. Мы должны быть уверены, что ставим заслуженную оценку студенту, который все делал самостоятельно. Согласно правилам, утвержденным приказом Минобрнауки России от 23.08.2017 № 816, в СПбПУ утверждены Правила внутреннего распорядка при проведении промежуточной аттестации с применением исключительно электронного обучения и дистанционных образовательных технологий (полный текст можно найти на сайте университета). Промежуточная аттестация может быть проведена в следующих формах:

- компьютерное тестирование,
- устное собеседование;
- комбинация перечисленных форм.

Учитывая большое количество студентов в потоках, сдающих высшую математику, и специфику самой дисциплины, мы остановились на первом подходе – компьютерное тестирование. Компьютерное тестирование проводится с использованием специализированного бесплатного программного обеспечения Safe Exam Browser, обеспечивающего блокировку открытия окон на компьютере обучающегося, кроме окна с заданием (тестом). В этом случае перед началом тестирования преподаватель в вебинарной комнате MS Teams

начинает собрание с включения видеозаписи, проведения идентификации личностей и осмотра помещений всех обучающихся, участвующих в тестировании, фиксирует обучающихся, не явившихся для прохождения промежуточной аттестации. Обучающийся, приступивший к выполнению теста раньше проведения идентификации его личности, по итогам промежуточной аттестации получает оценку неудовлетворительно. Преимуществом такого вида аттестации является возможность проведения ее для нескольких групп одновременно (для потока). К недостаткам следует отнести, во-первых, то, что программное обеспечение Safe Exam Browser должно быть установлено на компьютере обучающегося до начала проведения промежуточной аттестации. Во-вторых, сам процесс выполнения компьютерного тестирования студентом не может быть записан, т.е. студенты выполняют тест без контроля преподавателя. В-третьих, для большого потока идентификация личностей и осмотр помещений всех обучающихся просто невозможен.

Со своей стороны мы протестировали возможности вебинара в системе MS Teams и хотим поделиться следующими наблюдениями. В начале мая по многочисленным просьбам студентов был проведен традиционный в нашем курсе коллоквиум по весьма нетрадиционной схеме. Сначала был создан опрос о желании участвовать в коллоквиуме и о наличии необходимых средств. Имеется в виду бесперебойный выход в интернет и наличие приемлемой web-камеры. Сообщили о своем желании принять участие 143 студента из 159 зарегистрированных на сайте. Число 159 не совсем отвечает действительности, в него, к сожалению, еще входят уже отчисленные студенты, их примерно 10 человек. Коллоквиум провели за два дня, в первый день участвовали только 3 добровольца. Это позволило нам протестировать наши возможности в щадящем режиме. На второй день число участников было уже 140.

Для коллоквиума был составлен специальный тест, как и положено, из 30 заданий. На каждое задание создано по 10 – 15 вариантов, так что варианты теста были равнозначные, но не одинаковые. Небольшая часть вопросов была заимствована из тех тестов, которые студенты уже выполняли в качестве домашних заданий, остальные были созданы заново. Время написания теста ограничено двумя часами. Запланирована только одна попытка. Вход осуществляется по паролю, который был изменен после того, как первые 3 студента прошли тест. Свои результаты они узнали только вместе с одногруппниками. Поскольку коллоквиум включает в себя не только практические вопросы, но и теоретические, студенту надо было что-то доказать, вывести или записать одну из формул. С этой целью в тест были введены вопросы типа «Эссе», в которых студент должен был или набрать нужный текст, включая формулы, или написать его на бумаге, сфотографировать и вставить ответ в виде файла.

Чтобы не использовались домашние заготовки, теоретические задания были конкретизированы, то есть требовался вывод формулы не в общем виде, а в частном случае. Большой недостаток такого типа вопросов заключается в том, что они проверяются отдельно, и студент не видит свой результат в баллах сразу после тестирования. У нас таких вопросов было по 5 в каждом тесте, вероятно, стоит сократить это число до одного-двух.

Перед тестированием были проверены зачетки, но не у всех, а выборочно, по двум причинам – во-первых, мы своих студентов и так знаем в лицо, а во-вторых, чисто технически это было невозможно, учитывая количество участников. Была включена видеозапись, на которой был зафиксирован весь процесс сдачи коллоквиума. Всего преподавателей, наблюдавших за работой студентов, было трое. То, что видят двое из них, студентам не было известно, наблюдение велось постоянно. Видеокамеры преподавателей были выключены. Микрофоны студентов также были выключены, но в нужный момент можно было любого студента выбрать, вывести его изображение на экран, задать вопрос или ответить на возникший вопрос. После выполнения работы, в вопросе 31, студент должен был сфотографировать свой черновик и загрузить в тест. Это был шестой вопрос типа «Эссе», который не оценивался. На этом его участие заканчивалось. Надо сказать, что возможность отправить большие по объему файлы на сайт https://dl-iets.spbstu.ru не у всех одинаковая. Все сильно зависит от качества интернет-соединения на местах. Поэтому те, кто не сумел это сделать в течение двух часов тестирования, могли отправить черновики во Вконтакте, но не позднее, чем в течение 10 минут после окончания тестирования. Свои результаты студенты смогли узнать на следующий день – преподавателям надо было проверить эссе. Разбор ошибок проводился на вебинаре, во время проведения практических занятий.

Теперь несколько слов о результатах. На приведенной ниже диаграмме (Рис. 3) отражены результаты, полученные студентами.



Рис. 3

Высший балл – 69, его получил единственный студент, как это обычно бывает при проведении коллоквиума в аудитории. У двоих студентов оборвалась связь по разным причинам – они будут переписывать работу вместе с теми, кто набрал меньше 50% баллов. Переписывание, кстати, тоже влечет начисление штрафных очков, но на тех, у кого произошел обрыв связи, это, конечно, не распространится.

В заключение несколько слов о том, как можно использовать наработанный опыт в обычном режиме обучения. Нам представляется, что практические занятия в формате «Лекция» вполне могут заменить обычные домашние задания, выполнение которых легко проверить. Даже если студент будет вводить известные заранее ответы, то это ничем не отличается от того, что он списал ответ из конца учебника. Дело в том, что кто хочет научиться, тот научится, а кто хочет кого-то обмануть, обманется сам. В обычном (не удаленном) режиме студенту придется решать подобные задачи на очном экзамене или на контрольной. Можно с успехом использовать дистанционный тест, находясь в аудитории. При этом не возникает сомнений в том, что студент выполняет тест самостоятельно, особенно если учесть тот факт, что ему непременно придется сдать черновик. Большое достоинство такого подхода в том, что время на проверку существенно сокращается и высвобождается для того, чтобы дальше усовершенствовать дистанционный курс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] В.Е. Васильев, М.В. Лагунова, Н.В. Ежова. Дистанционное обучение студентов-заочников механико-машиностроительного отделения ИММиТ. //Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. –СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. –С. 72-81.

[2] М.В. Лагунова, Н.В. Ежова. Интерактивный подход в дистанционном преподавании курса математики студентам механико-машиностроительного направления. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. –СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. –С. 67-71

[3] М.В. Лагунова, Н.В. Ежова, Д.В. Кетов. Использование интернет-технологий в преподавании курса математики для студентов механико-машиностроительного направления ИММиТ // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. –СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. –С.118-123.

[4] Козликин Д.П., Радкевич М.М. Особенности подготовки бакалавров по новому федеральному государственному образовательному стандарту. // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Международной научно-практической конференции. 14-15 июня 2011 СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. С. 47-50.

[5] Лагунова М.В., Ежова Н.В. Распределение времени в курсе математики и организация самостоятельной работы студентов. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С.41-49

[6] Афанасьева И.Б., Матвеев И.А., Меркулова О.В. Педагогические условия для управления процессом обучения. // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – С.16-30

[7] Афанасьева И.Б. Формирование интеллектуальных умений в обучении //Научно-технические ведомости СПбГПУ: научный журнал, серия «Наука и образование». СПбГПУ.-СПб. 2010 №4 (110).С.349-356.

[8] Shannon Skelcher, Dazhi Yang, Jesús Trespalacios & Chareen Snelson // Connecting online students to their higher learning institution, Distance Education, V. 41 – Issue 1, pp. 128-147

[9] ГусевВ.А. Психолого-педагогические основы обучения математике. – М.: Изд-во «Вербум», Изд. центр «Академия», 2003. 267 с.

[10] Jordan, K. Initial trends in enrolment and completion of massive open online courses (2014) International Review of Research in Open and Distance Learning, 15 (1), pp. 133-160.
[11] Paul William Eaton, Laura A. Pasquini. Networked practices in higher education: A netnography of the #AcAdv chat community // The Internet and Higher Education. Vol. 45, 2020
[12] Zhiru Sun, Kui Xie. How do students prepare in the pre-class setting of a flipped undergraduate math course? A latent profile analysis of learning behavior and the impact of achievement goals.// The Internet and Higher Education. Vol. 46, 2020
[13] Аюпова Л.И. Дистанционное обучение и российские реалии // Образовательный вестник «Сознание». 2016. №9.
[14] Som Naidu. The MOOC is dead—long live MOOC 2.0! // Distance Education. V. 4, 2020 – Issue 1, pp. 1-5.
[15] Benjamin Luke Moorhouse. Adaptations to a face-to-face initial teacher education course 'forced' online due to the COVID-19 pandemic // Journal of Education for Teaching, 2020

M.V.Lagunova[1], L.A.Ivanova[2], N.V.Ezhova[3]

ORGANIZATION OF REMOTE EDUCATION FOR HIGHER MATHEMATICS. CHALLENGES AND SOLUTIONS

[1]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia;
[2]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia;
[3]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The paper considers the organization of distance learning in higher mathematics during the period of quarantine measures. It is told about the means already available and their further development. The issue of the possibilities of intermediate certification in the remote mode is discussed, as well as the experience of conducting a colloquium with proctoring elements is highlighted. Interim students results on studying higher mathematics of one of the streams are given. The results showed that remote learning, which, of course, cannot completely replace personal communication with lecturers, can and should be used not only during the period of self-isolation, but also in the normal educational process.

Keywords: distance learning, remote learning, test, moodle, proctoring, point-rating system.

REFERENCES

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

[2] M.V. Lagunova, N.V. Ezhova. An interactive approach in the distance teaching of a mathematics course to students in the mechanical engineering field. // Modern engineering. Science and Education: Materials Intern. scientific-practical conferences. –SPb .: Polytechnic Publishing House. University, 2014. –pp. 67-71

[3] M.V. Lagunova, N.V. Ezhova, D.V. Ketov. The use of Internet technologies in teaching a mathematics course for students of the mechanical engineering field of IMMiT // Modern Engineering. Science and Education: Materials Intern. scientific-practical conferences. –SPb.: Polytechnic Publishing House. University, 2013. –P.118-123.

[4] Kozlikin D.P., Radkevich M.M. Features of the preparation of bachelors according to the new federal state educational standard. // Modern engineering. Science and education: materials of the International scientific-practical conference. June 14-15, 2011 St. Petersburg: Polytechnic Publishing House. University, 2011. Pp. 47-50.

[5] 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

[6] Afanasyeva I.B., Matveev I.A., Merkulova O.V. Pedagogical conditions for managing the learning process. // Modern engineering. Science and education: Materials Mezhdunar. scientific-practical conferences. - SPb.: Publishing house of the Polytechnic. University, 2017 .– pp.16-30

[7] Afanasyeva I.B. The Formation of Intellectual Skills in Learning // SPbSPU Scientific and Technical Journal: Scientific Journal, Series “Science and Education”.– SPb. 2010 No. 4 (110) pp.349-356.

[8] Shannon Skelcher, Dazhi Yang, Jesús Trespalacios & Chareen Snelson // Connecting online students to their higher learning institution, Distance Education, V. 41 – Issue 1, pp. 128-147

[9] Gusev V.A. Psychological and pedagogical foundations of teaching mathematics. –M.: Verbum Publishing House, Publ. Center "Academy", 2003. 267 p.

[10] Jordan, K. Initial trends in enrolment and completion of massive open online courses (2014) International Review of Research in Open and Distance Learning, 15 (1), pp. 133-160.
[11] Paul William Eaton, Laura A. Pasquini. Networked practices in higher education: A netnography of the #AcAdv chat community // The Internet and Higher Education. Vol. 45, 2020
[12] Zhiru Sun, Kui Xie. How do students prepare in the pre-class setting of a flipped undergraduate math course? A latent profile analysis of learning behavior and the impact of achievement goals.// The Internet and Higher Education. Vol. 46, 2020
[13] Ayupova L.I. Distance Learning and Russian Realities // Educational Bulletin "Consciousness". 2016. No 9
[14] Som Naidu. The MOOC is dead—long live MOOC 2.0! // Distance Education. V. 4, 2020 – Issue 1, pp. 1-5.
[15] Benjamin Luke Moorhouse. Adaptations to a face-to-face initial teacher education course ‘forced’ online due to the COVID-19 pandemic // Journal of Education for Teaching, 2020

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-3
УДК 378.1

Д.А. Рожков[1], Н.И. Наумкин[2], Е.В. Забродина[3]

ОСОБЕННОСТИ ПОДГОТОВКИ СТУДЕНТОВ К ИИД ВО ВРЕМЯ РЕАЛИЗАЦИИ ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМА ПО ИНТЕГРИРОВАННОЙ ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»



[1]Дмитрий Александрович Рожков,
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (917)998-81-29, E-mail: rda-3005@mail.ru



[2]Николай Иванович Наумкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (8342)254496, E-mail: naumn@yandex.ru



[3]Евгения Владимировна Забродина
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (937)515-49-87, E-mail: evgeniya.nikitina.1994@mail.ru

Аннотация

В статье рассматривается применение деятельностного подхода при выполнении лабораторных работ по интегрированной дисциплине «Теория механизмов и машин», как одного из важнейших средств повышения эффективности подготовки студентов технических вузов к инновационной инженерной деятельности.

Ключевые слова: инновационная инженерная деятельность, учебная интегрированная дисциплина, лабораторный практикум, аддитивные технологии, компетентность в инновационной инженерной деятельности.

Введение

Обеспечение технического прогресса общества невозможно без хорошо подготовленных инженерных кадров. Выпускнику технического

вуза важно овладеть компетентностью в инновационной инженерной деятельности (КИИД) для успешной реализации себя в профессии. К значимым компетенциям КИИД можно отнести такие, как применение полученных знаний на практике («в настоящем деле»), творческое нестандартное мышление, самостоятельность в принятии решений, быстрая ориентация в огромном информационном пространстве, умение работать в команде и другие. Построение обучения студентов технических вузов на основе деятельностного подхода существенно повышает эффективность подготовки к ИИД, способствует формированию КИИД. При деятельностном подходе преподаватель дополнительно организует самостоятельную активную познавательную деятельность студентов, в отличие от традиционного обучения, при котором деятельность студентов носит воспроизводящий характер, так как все компоненты деятельности (цель, содержание, методы и средства осуществления деятельности и др.) задаются преподавателем [2].

Одним из значимых средств реализации деятельностного подхода является лабораторный практикум. Он играет важную роль при подготовке студентов к ИИД, делает учебный процесс интереснее, повышает качество обучения, способствует развитию творческой познавательной активности, логического мышления, самостоятельности, усиливает практическую направленность.

Алексеенко А.В., Алексеенко А.Е. и Костин И.В. [1] рассматривают лабораторный практикум как важный элемент практической подготовки инженеров, обладающий значительным потенциалом для развития профессиональной компетентности, так как с помощью него можно обеспечить практико-ориентированную подготовку в аудиторных условиях непрерывно в течение всего периода обучения. При проведении лабораторных работ создаются такие условия, при которых студенты закрепляют теоретический материал, наглядно убеждаются в справедливости теорий и законов, приобретают практические навыки (например, работы с приборами). Кроме того, подчеркивают авторы, обучающиеся «получают опыт чувственной деятельности, навыки анализа и самоанализа своей деятельности, что в результате позволяет им предвидеть возможные последствия своих действий, осознавать свою ответственность».

По мнению Букаловой Г.В. и Савина Л.А. [3], лабораторный практикум по общетехническим дисциплинам – основная образовательная среда, которая способствует формированию готовности студентов к научно-технической деятельности, являющейся базовым элементом инновационной деятельности.

Кузьмина Т.А., Кузьмин А.А. и Пермяков А.А. [6] считают, что в процессе выполнения лабораторных практикумов могут нарабатываться требуемые профессиональные компетенции в работе с измерительной техникой, что улучшит качество образования будущего специалиста.

Изменение методологии и содержания инженерного образования, его обновление в соответствии с современными требованиями – важное условие перехода к инновационному образованию [5, 8, 10, 13, 16]. Для подготовки обучающихся к инновационной деятельности нужны соответствующие дисциплины, в отсутствие же в учебных планах таких дисциплин, по-нашему мнению, необходимо использовать существующие дисциплины, проектируя их интегрированными. В структуру учебных интегрированных дисциплин (УИД) включаются разделы, которые обеспечат формирование у студентов полного набора компетенций для будущей инновационной деятельности [9, 14].

Одной из проектируемых УИД является «Теория механизмов и машин» (ТММ). В данной дисциплине изучается структура, кинематика, динамика механизмов и машин, задачи их проектирования и управления ими. В ней широко используются фундаментальные понятия и представления естественнонаучного цикла. Эти же понятия при помощи ТММ ретранслируются как в общепрофессиональные, так и в профессиональные дисциплины. Таким образом, ТММ занимает особое место среди общетехнических дисциплин, играет ключевую роль в обеспечении будущих инженеров фундаментальными знаниями и профессиональными умениями.

Одной из важнейших форм реализации этой дисциплины является лабораторный практикум. В учебной лаборатории происходит взаимодействие теории и опыта. Знания, полученные на лекциях, применяются на практике, становятся понятными, лучше и надолго усваиваются. Выполняя лабораторную работу, студент самостоятельно принимает решения, проявляет творческую инициативу, получает конкретные результаты своего труда (навыки в проектировании машин и механизмов, разработки алгоритмов и программ расчета параметров на ЭВМ, работы с измерительной аппаратурой и т. д.).

Для повышения эффективности формирования КИИД, на кафедре «Основы конструирования механизмов и машин» Института механики и энергетики (ИМЭ) МГУ им. Н. П. Огарева был разработан Интегрированный лабораторный практикум по ТММ, включающий пятнадцать лабораторных работ [4]. Весь материал в нем рационально распределен по разделам и полностью соответствует типовой рабочей программе одноименного курса. Двенадцать работ посвящены непосредственно ТММ и выполняются в лаборатории ТММ. Три работы направлены на подготовку к ИИД на основе использования аддитивных

технологий (АТ) и выполняются в Центре проектирования и быстрого прототипирования «РАПИД ПРО», созданным при вышеназванной кафедре и оснащенным таким высокотехнологичным оборудованием, как 3D-принтеры, 3D-сканеры, машины для вакуумного литья в силиконовые формы и др.

Студенты, выполняя лабораторные работы, видят на примере использования цифрового производства, как поэтапно осуществляется полный инновационный производственный цикл от момента создания идеи до её реализации. Им предоставляется возможность ознакомиться с основными видами 3D-сканеров и принципами сканирования, с программным обеспечением для сканирования, чтобы в дальнейшем уметь создавать цифровые модели объектов. Основные принципы работы получения изделий при помощи 3D-печати студенты изучают на примере работы 3D-принтера BFB-3000 PLUS. Для изготовления новой конкурентоспособной продукции в условиях перехода к цифровому производству промышленности нужны специалисты, обладающие соответствующими инженерными компетенциями в области моделирования изделий [7, 11, 15].

Выстроенная таким способом структура лабораторного практикума эффективно помогает формировать навыки и умения, необходимые студентам инженерных направлений в будущей инновационной деятельности.

Рассмотрим, как осуществляется интеграция содержания аддитивных технологий в ТММ на конкретном примере, этапы выполнения которого представлены на рис. 1.



Рис. 1. Этапы выполнения лабораторных работ с применением аддитивных технологий

Выполняя лабораторную работу «Определение основных параметров зубчатых колес с помощью инструментов», студенты сначала осваивают приемы работы со штангенциркулем и штангензубомером. С помощью полученных измерений рассчитывают по соответствующим формулам основные параметры колеса.

Далее они выполняют проектирование 3D-модели данного зубчатого колеса в программе 3D-моделирования (рис. 2).

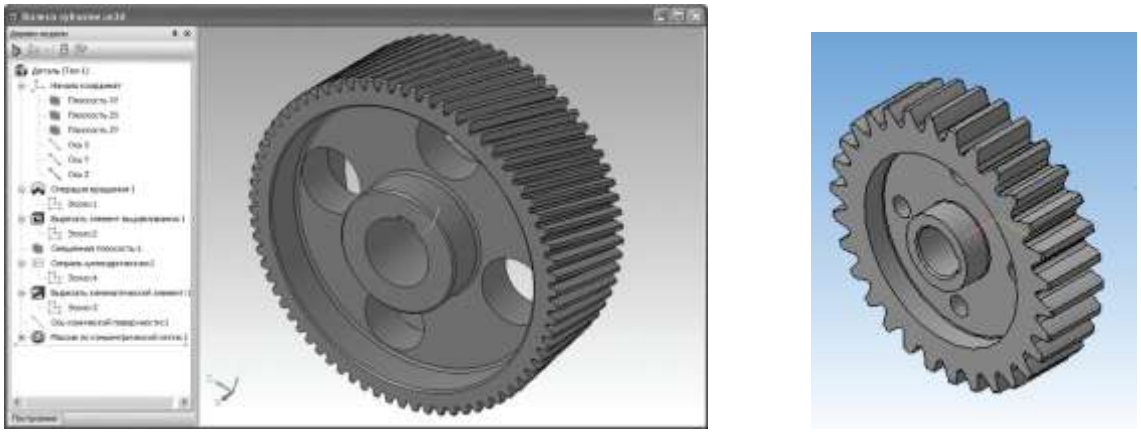


Рис. 2. Проектирование 3D-модели зубчатого колеса (слева); 3D-модель зубчатого колеса (справа)

На следующем этапе студенты изучают устройство и принцип работы 3D-принтера BFB-3000 PLUS. Затем приступают к изготовлению разработанной детали методом 3D-печати на указанном выше оборудовании (рис. 3).



Рис. 3. Зубчатое колесо, напечатанное на принтере BFB-3000 PLUS

В результате на практике реализуется полный инновационный производственный цикл: от постановки задачи до получения готового изделия с заданными параметрами, путем интеграции аддитивных технологий в технологические производственные процессы.

Заключение

Построение обучения студентов технических вузов на основе деятельностного подхода, реализуемого во время лабораторного практикума по ТММ, способствует развитию творческой познавательной активности, логического мышления, самостоятельности, обеспечивает практико-ориентированную подготовку непрерывно в течение всего

периода обучения и таким образом повышает эффективность подготовки к инновационной инженерной деятельности.

Работа выполнена при поддержке проекта № 18-013-00342 Российского фонда фундаментальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Алексеенко, А.В., Алексеенко, А.Е., Костин, И.В. Педагогические условия формирования профессиональной компетентности будущих инженеров в условиях лабораторного практикума // Преподаватель XXI в. 2019. № 1-1. С. 159-170.

[2] Боброва, Н.Г. Практические методы обучения биологии как основа деятельностного подхода // Педагогический форум. 2019. № 1 (3). С. 10-13.

[3] Букалова, Г.В., Савин, Л.А. Организационный потенциал образовательных нормативов в формировании лабораторного практикума общетехнических дисциплин // Проблемы современного образования. 2018. № 5. С. 218-231.

[4] Интегрированный лабораторный практикум по теории механизмов и машин АПК [Электронный ресурс] / Н.И. Наумкин [и др.]; под общ. ред. Н.И. Наумкина. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2019.

[5] Искандерова, А.Б. К вопросу о разработке виртуальных лабораторных работ по физике для дистанционного курса обучения студентов // Вестник ИжГТУ. 2014. № 4. С. 198-200.

[6] Кузьмина, Т.А., Кузьмин, А.А., Пермяков, А.А. О дифференциации индивидуальных заданий на лабораторный эксперимент // Научно-аналитический журнал Вестник Санкт-Петербургского университета Государственной противопожарной службы МЧС России. 2018. № 1. С. 76-83.

[7] Применение систем моделирования при формировании инженерных компетенций в области цифрового производства. / К.В. Абрамян [и др.] // Современное машиностроение. Наука и образование. 2019. № 8. С. 3-14. DOI: 10.1872/MMF-2019-1

[8] Пучков, Н.П., Попов, А.И. Методологические аспекты подготовки студентов технических вузов к творческому саморазвитию // Инновации в образовании. 2013. № 7. С. 53-60.

[9] Разработка педагогической модели методической системы подготовки студентов вузов к инновационной деятельности при обучении интегрированным дисциплинам / Н.И. Наумкин [и др.] // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 10. С. 153-157.

[10] Abdulaeva, P.Z., Osmanova, A.A., Abdulaeva, Kh.S. The formation of value-semantic components of the competence of a future teacher in the

professional deyatelnosti // International Journal of Applied and Fundamental Research. 2015. № 2. URL: http://www.science-sd.com/461-24800 (дата обращения: 14.04.2020).
[11] Egorova, O., Samsonov, K., Sevryukova, A. New trends in learning through 3D modeling of historical mechanism's model // History of Mechanism and Machine Science, 32. 2016. Pp. 137-150.
[12] Gorshkova, O. O. Individualized research training of engineering students // International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 2018. Vol. 9, no. 12, pp. 71-82. URL: https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85059228868&partnerID=40&md5=7834e2db817d6ea34bce294f4df30d5d (дата обращения: 14.04.2020)
[13] Johnson T. Applications of Intuitionistic Fuzzy Sets in the Academic Career of the Students // Indian Journal of Science and Technology, 2017. Vol. 10 (34). DOI: 10.17485/ijst/2017/v10i34/94944
[14] Naumkin, N.I., Grosheva, E.P., Kondratyeva, G.A., Panyushkina, E.N., Kupryashkin, V.F. Specifics of elaborating methodology to teach innovative competence using embeddable module. Integratsiya obrazovaniya = Integration of Education, 2016. Vol. 20, no. 4, pp. 493-506. DOI: 10.15507/1991-9468.085.020.201604.493-506
[15] Naumkin N.I., Kondratieva G.A., Grosheva E.P., Kupryashkin V.F. Training Higher School Students in Rapid Prototyping Technology as a Final Stage of Their Preparation for Innovative Activities. Integratsiya obrazovaniya = Integration of Education, 2018. Vol. 22, no. 3, pp. 519-534. DOI: 10.15507/1991-9468.092.022.201803.519-534
[16] Savin I. Machine-building educational cluster. Innovative approach to training of engineers // International Journal of Applied and Fundamental Research. 2015. No. 2. URL: http://www.science-sd.com/461-24792 (дата обращения: 12.04.2020).

D.A. Rozhkov[1], N.I. Naumkin[2], E.V. Zabrodina[3]

PECULIARITIES OF PREPARATION OF STUDENTS FOR INNOVATIVE ENGINEERING ACTIVITY DURING THE IMPLEMENTATION OF THE LABORATORY WORKSHOP ON THE INTEGRATED DISCIPLINE «THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES»

[1, 2, 3] National Research Mordovia State University, Russia

Abstract

The article discusses the use of the active approach in performing laboratory works in the integrated discipline «Theory of mechanisms and machines» as one of the most important means of improving the efficiency of training students of technical institutes for innovative engineering activities.

Key words: innovative engineering activity, integrated educational discipline, laboratory workshop, additive technologies, competence in innovative engineering activity.

REFERENCES

[1] Alekseenko A.V., Alekseenko A.E., Kostin I.V. Pedagogical conditions of forming professional competence of future engeneers in terms of laboratory practical work. *Prepodavatel XXI vek* [Teacher of the XXI century], 2019. No 1-1, pp. 159-170. (rus.)

[2] Bobrova N. G. Practical methods of teaching biology as the basis of activity approach. *Pedagogicheskiy forum* [Pedagogical forum], 2019. No 1 (3), pp. 10-13. (rus.)

[3] Bukalova G. V., Savin L. A. The Organizational Potential of the Educational Standards in Elaboration of General Technical Disciplines Laboratory Workshop. *Problemy sovremennogo obrazovaniya* [Problems of modern education], 2018. No. 5, pp. 218-231. (rus.)

[4] Naumkin N.I., Kondratyeva G.A., Knyazkov A.S., Kilmyashkin E.A, Bezrukov A.V. *Integrirovannyi laboratornyi praktikum po teorii mekhanizmov i mashin APK* [Integrated laboratory workshop on the theory of mechanisms and machines of the agricultural sector] [Electronic resource]. Saransk. Izdatel'stvo Mordovskogo universiteta, 2019. (rus.)

[5] Iskanderova A.B. On the Development of Virtual Labs for Physics Course for Students Distance Learning. *Vestnik IzhGTU* [Bulletin of ISTU], 2014. No. 4, pp. 198-200. (rus.)

[6] Kuzmina T.A., Kuzmin A.A., Permyakov A.A. About differentiation of individual tasks for the laboratory experiment. *Vestnik Sankt-Peterburgskogo universiteta Gosudarstvennoj protivopožarnoj služby*, 2018. No 1, pp. 76-83. (rus.)

[7] Abramyan K.V., Pompeev K.P., Timofeeva O.S., Yablochnikov E.I. Practical application of modeling systems for forming engineering competences in the field of digital production. Modern mechanical engineering: Science and education. 2019. No 8, pp. 3-14. (rus.) DOI: 10.1872/MMF-2019-1

[8] Puchkov N.P., Popov A.I. Metodologicheskie aspekty podgotovki studentov tekhnicheskikh vuzov k tvorcheskomu samorazvitiyu

[Methodological aspects of preparing students of technical universities for creative self-development]. *Innovatsii v obrazovanii* [Innovation in Education], 2013. No. 7, pp. 53-60. (rus.)

[9] Naumkin N.I., Lomatkin A.N., Rozhkov D.A., Kruchinkin D.S., Inshakov V.A. Development of a pedagogical model of a methodical system for preparing university students for innovative activities in teaching integrated disciplines. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii* [Modern high technologies], 2019. No 10, pp. 153-157. (rus.)

[10] Abdulaeva P.Z., Osmanova A.A., Abdulaeva Kh.S. The formation of value-semantic components of the competence of a future teacher in the professional deyatelnosti. International Journal of Applied and Fundamental Research, 2015. No 2. Available at: http://www.science-sd.com/461-24800 (accessed 14.04.2020).

[11] Egorova O., Samsonov K., Sevryukova A. New trends in learning through 3D modeling of historical mechanism's model. History of Mechanism and Machine Science, 32. 2016. Pp. 137-150.

[12] Gorshkova O. O. Individualized research training of engineering students. International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 2018. Vol. 9, no 12, pp. 71-82. Available at: https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85059228868&partnerID=40&md5=7834e2db817d6ea34bce294f4df30d5d (accessed 14.04.2020)

[13] Johnson T. Applications of Intuitionistic Fuzzy Sets in the Academic Career of the Students. Indian Journal of Science and Technology, 2017. Vol. 10 (34). DOI: 10.17485/ijst/2017/v10i34/94944

[14] Naumkin N.I., Grosheva E.P., Kondratyeva G.A., Panyushkina E.N., Kupryashkin V.F. Specifics of elaborating methodology to teach innovative competence using embeddable module. Integratsiya obrazovaniya = Integration of Education, 2016. Vol. 20, no. 4, pp. 493-506. DOI: 10.15507/1991-9468.085.020.201604.493-506

[15] Naumkin N.I., Kondratieva G.A., Grosheva E.P., Kupryashkin V.F. Training Higher School Students in Rapid Prototyping Technology as a Final Stage of Their Preparation for Innovative Activities. Integratsiya obrazovaniya = Integration of Education, 2018. Vol. 22, no. 3, pp. 519-534. DOI: 10.15507/1991-9468.092.022.201803.519-534

[16] Savin I. Machine-building educational cluster. Innovative approach to training of engineers // International Journal of Applied and Fundamental Research. 2015. No. 2. Available at: http://www.science-sd.com/461-24792 (accessed 12.04.2020).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-4
УДК 65.011.56

А.В.Чукичев[1], О.С.Тимофеева[2], Е.И.Яблочников[3]

РАЗВИТИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЛАБОРАТОРИИ КАК ПРОТОТИПА ИНДУСТРИАЛЬНОЙ КИБЕРФИЗИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ



[1]Артемий Валерьевич Чукичев
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (905) 279-66-58, E-mail: avchukichev@itmo.ru



[2]Ольга Сергеевна Тимофеева
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (921) 794-86-54, E-mail: otimofeeva@itmo.ru



[3]Евгений Иванович Яблочников
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (921) 947-63-12, E-mail: yablochnikov@itmo.ru

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы применения концепции индустриальных киберфизических систем для построения и реализации образовательной магистерской программы. Представлены возможности производственно-технологической лаборатории и перспективы ее развития в качестве базовой площадки для осуществления проектной деятельности студентов по разработке прототипа индустриальной киберфизической системы и изучения новых технологий. Рассматривается укрупненная трехуровневая структура прототипа индустриальной киберфизической системы. Подчеркивается роль организации проектной работы обучающихся для формирования компетенций в сфере создания высокотехнологичных производств нового поколения.

Ключевые слова: инженерные компетенции, образовательные программы, цифровое производство, моделирование, подготовка производства, индустриальные киберфизические системы

Введение

В настоящее время растет число отраслей, в которых используются промышленная автоматизация и интеллектуальные фабрики, и эта тенденция будет продолжаться. Развитие современной промышленности происходит в рамках концепции «Индустрия 4.0». Индустриальная киберфизическая система (ИКФС) является ключевым элементом Индустрии 4.0 и представляет собой техническую систему, которая строится на основе бесшовной интеграции вычислительных алгоритмов и физических компонентов [1]. Поэтому промышленность и общество нуждаются в специалистах, которые обладают техническими навыками для разработки ИКФС. Междисциплинарный характер ИКФС требует модернизации образовательных программ. Характерным примером работы университетов по созданию образовательных программ в области ИКФС является работа [2].

Содержание образовательной программы определяется выбранным направлением подготовки и необходимостью формирования у обучающихся компетенций в соответствии с принятыми стандартами [3]. В данной работе рассматриваются некоторые аспекты разработки и реализации магистерской программы, в рамках которой ведется подготовка специалистов по проблемам создания и эксплуатации индустриальных киберфизических систем.

Современные технологии цифровизации производственных процессов в настоящее время повсеместно внедряются на приборостроительных предприятиях. Интеграция цифровых моделей производственных ресурсов и процессов совместно с технологиями мониторинга, планирования, технологиями дополненной и виртуальной реальности (AR и VR) позволяет говорить о возможности реализации прототипа ИКФС. Важными направлениями исследования в данной области являются вопросы интеграции этих технологий в производственные процессы, задачи организации межмашинного взаимодействия, организации и управления виртуальным пространством ИКФС с помощью цифровых двойников производственных объектов и процессов. Для проведения таких исследований необходимо создать среду, в которой студенты смогут изучать данные технологии в реальных производственных условиях.

Применение концепции построения индустриальных киберфизических систем в образовательной программе

Поскольку ИКФС состоит из физической и виртуальной частей, специалисты должны обладать профессиональными знаниями и навыками

по меньшей мере в двух областях: в инженерном деле и компьютерных науках. Для того, чтобы привить студентам ИКФС необходимые знания и навыки, образовательные методы и дидактика преподавания дисциплин из указанных областей могут быть применены для преподавания ИКФС. Однако, несмотря на использование новых образовательных подходов, выпускники инженерных специальностей зачастую не соответствуют ожиданиям отрасли в отношении профессиональных навыков [4].

Поскольку проектирование ИКФС является междисциплинарным направлением, это необходимо учитывать при проведении обучения. В рамках такого обучения учащиеся интегрируют информацию, методы, инструменты, концепции и теории из двух или более дисциплин для создания систем и их компонентов, объяснения явлений или решения проблем способами, которые были бы невозможны с помощью средств отдельных дисциплин. Таким образом, методы преподавания, поддерживающие междисциплинарное обучение, являются естественным выбором для обучения в рамках ИКФС [5].

В работе [6] представлен опыт Университета ИТМО по разработке передовых образовательных технологий на факультете систем управления и робототехники. Представленные подходы заключаются в пересмотре образовательных процессов с целью подготовки высококвалифицированных специалистов, конкурентоспособных на мировом рынке труда. В центре внимания должны находиться учебные проекты, основанные на обучении и использовании дополнительных знаний, совместном обучении, индивидуальном вкладе, индивидуализированном и самоорганизованном обучении, генерации идей, объединении в совместном творчестве, а также постоянном использовании получаемых знаний.

Рассматриваемая магистерская программа предлагает комплексный набор базовых и факультативных курсов для ознакомления студентов с фундаментальными концепциями Индустрии 4.0 и создания основы для самостоятельных студенческих исследований. Образовательная программа реализуется по трем специализациям:

1. Производственные киберфизические системы: данная специализация направлена на получения знаний и навыков в области разработки, моделирования и внедрения индустриальных киберфизических систем и их компонентов.
2. Управление жизненным циклом ИКФС: данная специализация направлена на получение студентами знаний и навыков в области проектирования и информационной поддержки ИКФС как сервисно-ориентированной производственной системы.
3. Системы автоматизированного проектирования: данная специализация направлена на получение студентами знаний и навыков в

области алгоритмизации технологических и производственных задач, решаемых в ИКФС.

Индустрия 4.0 включает в себя стратегию, основывающуюся на вертикальной и горизонтальной интеграции. Вертикальная интеграция направлена на непрерывный двунаправленный цифровой информационный поток от проектирования и планирования до производства продукции в цехах, в то время как горизонтальная интеграция обеспечивает межсистемную согласованность и коммуникацию. Фундаментальные подходы Индустрии 4.0, описанные в [7], включают, в частности, RAMI 4.0 (эталонная архитектурная модель Индустрии 4.0). RAMI 4.0 представляет собой архитектурную концепцию, построенную в трех осях: ось жизненного цикла и производственно-сбытовой цепочки, ось уровней иерархии и ось интеграции [8].

Ось жизненного цикла и производственно-сбытовой цепочки направлено на цифровое представление компонентов Индустрии 4.0 для обеспечения вертикальной интеграции (например, заготовки, детали, сборочные единицы). Ось уровней иерархии описывает агрегационную иерархию компонентов Индустрии 4.0. Начиная с компонента “изделие" Индустрии 4.0, уровни иерархии продолжаются с элементами специфики производства, включающими полевое устройство, устройство управления, станцию, рабочий центр, предприятие и, наконец, связанный мир. Ось интеграции определяет шесть уровней, включающих активы, интеграцию, коммуникацию, информацию, функционал и бизнес. Цель этой оси состоит в том, чтобы обеспечить мощную и систематическую интеграцию объектов Индустрии 4.0 в производственную среду.

Студенты, обучающиеся по данной магистерской программе, осваивают следующие информационные и производственные технологии: цифровое проектирование и моделирование, цифровое производство, аддитивные и гибридные технологии, робототехнику, промышленную сенсорику, промышленный интернет вещей (IIoT), сервис-ориентированную архитектуру (SOA), обработку больших данных (Big Data), искусственный интеллект, машинное обучение, информационные системы управления производством и предприятием, технологии AR и VR.

В рамках магистерской программы реализуются так называемые проектные треки, в рамках которых студенты приобретают профессиональные компетенции, участвуя в реальных научно-исследовательских и опытно-конструкторских проектах. Аспекты, требующие проведения исследований, можно разделить на пять основных групп:

- изучение процессов функционирования ИКФС, а именно разработка онтологий производственной среды, организация производственных процессов;

- внедрение технологического оборудования, обрабатывающих центров, робототехнических комплексов как компонентов ИКФС;
- разработка систем управления ИКФС, организация интеллектуальных пространств;
- моделирование в условиях ИКФС с использованием технологий дополненной и виртуальной реальности, создание цифровых двойников
- изучение роли человека в условиях ИКФС, управление персоналом, контроль доступа.

Студентам предлагается возможность участвовать в научно-исследовательских и опытно-конструкторских проектах по развитию "умного" производства (Smart Factory), создавать и развивать собственные проекты, а также приобретать опыт во время прохождения стажировок в европейских университетах, в российских компаниях, институтах и лабораториях.

Прототип индустриальной киберфизической системы

Для изучения новых технологий и инженерных методик, связанных с ИКФС, создана производственно-технологическая лаборатория, оснащенная современным оборудованием и автоматизированными системами.

Цифровое производство, основанное на единой модели данных об изделиях, процессах и производственных системах, на цифровых методах планирования, моделирования, мониторинга и управления производством является базовой ступенью на пути к созданию ИКФС [9]. Лаборатория оснащена программным обеспечением, составляющим основу цифрового производства. К таким системам относятся CAD/CAM-система *Cimatron*, CAE-система *Moldex3D*, программный комплекс *DELMIA 3DEXPERIENCE* и другие. Студенты имеют возможность изучать процессы технологической подготовки производства (ТПП) изделий [10]. Примером такого процесса является реализованный в лаборатории проект, связанный с ТПП изделий из полимерных материалов, полученных литьем под давлением с использованием переналаживаемых литьевых форм и сменных комплектов формообразующих деталей (ФОД) для изготовления малых серий полимерных изделий [11,12]. При этом формообразующие детали изготавливаются с использованием аддитивных технологий. В таблице представлена информация об этапах ТПП, используемом программном обеспечении (ПО) и оборудовании.

Таблица – Этапы ТПП, ПО и оборудование

№	***Этапы ТПП***	***ПО / Оборудование***
1	Проектирование полимерного изделия	Cimatron

№	*Этапы ТПП*	*ПО / Оборудование*
2	Анализ технологичности	MSC Software, Cimatron, Moldex3D R16
3	Проектирование отливки	Cimatron
4	Имитационное моделирование процесса литья	Moldex3D R16
5	Проектирование ФОД	Cimatron
6	Изготовление ФОД	3DEXPERIENCE Marketplace, Cimatron, HAAS Super Mini Mill, «КлиматикПро ТХ-300»
7	Контроль ФОД	PC-DMIS, КИМ Dea Global Perfomance 05.07.05, профилометр Hommel Tester T8000
8	Литье под давлением полимерных изделий	ТПА ELEKTRA Evolution 30
9	Контроль полимерных изделий	PC-DMIS, КИМ Dea Global Perfomance 05.07.05, профилометр Hommel Tester T8000
10	Хранение и управление данными	Winnum Cloud

На базе лаборатории студентам предоставляется возможность применения технологий и методов ИКФС при создании индустриальной киберфизической платформы, а также для разработки, исследования и демонстрации новых процессов на основе реальных производственных процессов. Применение различных современных технологий, таких как IIoT, облачные сервисы, технологии идентификации и отслеживания объектов, позволяет говорить о возможности организации прототипа ИКФС, структура которого представлена на рисунке.

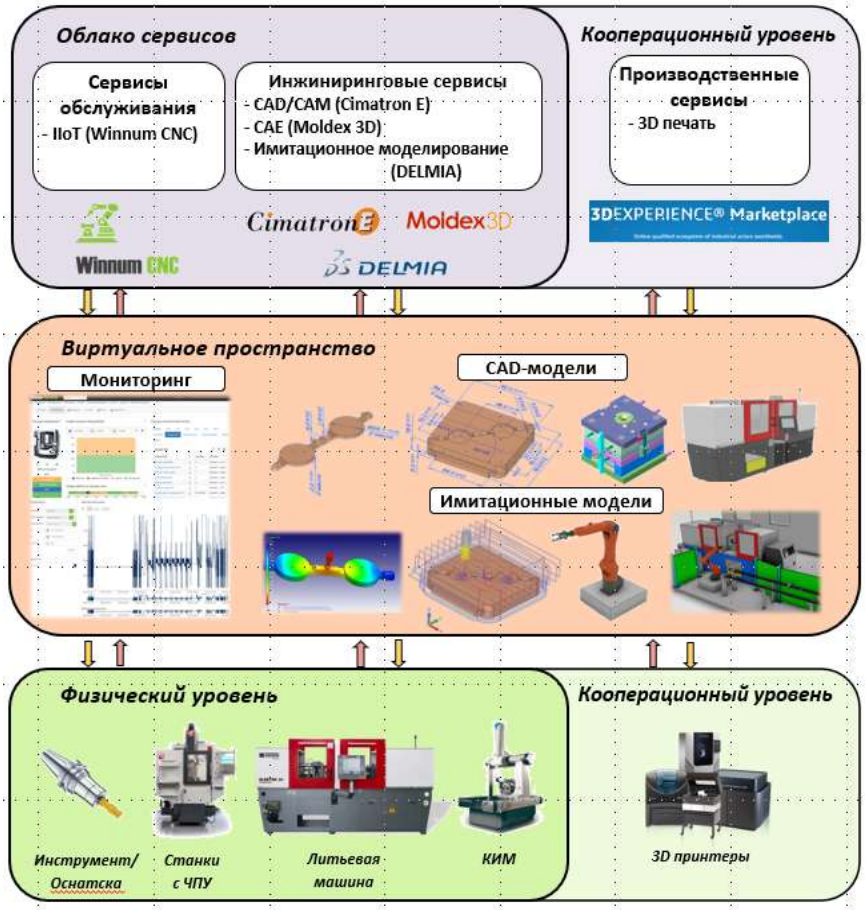


Рисунок – Структура разрабатываемого прототипа ИКФС

Базовой технологией для организации взаимодействия производственных компонентов ИКФС является индустриальный интернет вещей (IIoT). Для этих целей в лаборатории используется IIoT платформа Winnum. Средствами Winnum был создан прототип информационно-технологической платформы цифрового производства на базе распределенной производственной площадки лаборатории, куда было включено оборудование, применяемое на различных этапах производства [13]. Для работы с Winnum необходимо изучить вопросы подключения разнотипного оборудования, виды интерфейсов и протоколов передачи данных, принципы работы баз данных и облачных хранилищ. Подключение оборудования требует разработки приложений-коннекторов, собирающих данные с датчиков и контроллеров, установленных непосредственно на оборудовании, и передающих их в облачное хранилище.

С помощью программного комплекса *DELMIA 3DEXPERIENCE,* возможно имитационное моделирование работы производственных ячеек для выявления их временных и структурных характеристик и прогнозирования возможных «узких» мест [14]. Разработанные трехмерные имитационные модели могут быть использованы для создания

цифровых двойников производственной системы. Платформа Winnum предоставляет возможность использования трехмерных моделей для визуализации работы оборудования. Кроме того, есть возможность создания и подключения самостоятельно разработанных приложений, написанных на языке Java, тем самым значительно расширяя базовые возможности системы и приближая подключаемые модели к реализации цифровых двойников.

Кроме того, средствами платформы Winnum возможна организация идентификации и отслеживания местонахождения и перемещений разнотипных объектов посредством различных видов меток. В лаборатории ведутся исследования по применению меток, использующих технологию Near Field Communication (NFC), для идентификации литьевой оснастки.

В результате проведенного анализа существующих технологий для процессов прослеживаемости производственных объектов была выбрана технология Bluetooth Low Energy (BLE). Использование BLE-меток позволяет получать данные о производимых изделиях, которые используются для автоматизированного контроля времени нахождения активов в производственных зонах и времени их перемещения, учета времени пролеживания, автоматизированного контроля и отслеживания составных элементов производственного заказа и т.п.

Одной из ключевых задач, решаемых в рамках реализации прототипа ИКФС, является интеграция данных на уровне MES (3 уровень ISA-95) [15]. Цель подобной интеграции состоит в структурировании разнородной информации относительно производственного процесса и её приоритезации относительно ключевых показателей: стоимость, качество, время. Организация интеграции данных на уровне MES требует соблюдения ряда условий соответствия конкретной MES-системы. Примером таких условий являются: совместимость протоколов передачи данных (OPC UA, поддержка локальных протоколов, используемых на конкретной производственной площадке), возможность представления производственного процесса в цифровом виде для организации прослеживаемости, а также ряд прочих критериев, определяемых непосредственно производственным процессом.

Заключение

В данной статье представлены некоторые аспекты разработки и реализации магистерской программы на факультете систем управления и робототехники в Университете ИТМО по направлению 15.04.04 Автоматизация технологических процессов и производств. Показана роль производственно-технологической лаборатории, на базе которой формируется прототип ИКФС в виде трехуровневой архитектуры. Организация и проведение проектной работы студентов на базе этой

лаборатории позволит сформировать у обучающихся требуемые компетенции для участия в проектировании и эксплуатации промышленных предприятий нового поколения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] A.W. Colombo, T. Bangemann, S. Karnouskos, J. Delsing, P. Stluka, R. Harrison, F. Jammes and J. Lastra, Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI: 10.1007/978–3-319–05624–1.

[2] I. Ishaq et al. Work in Progress – Establishing a Master Program in Cyber Physical Systems: Basic Findings and Future Perspectives // 2019 International Conference on Promising Electronic Technologies (ICPET), Gaza City, Palestine, 2019, pp. 4-9.

[3] Elena Mäkiö-Marusik, Armando Walter Colombo, Juho Mäkiö, Agnes Pechmann Concept and case study for teaching and learning industrial digitalization // 9th Conference on Learning Factories 2019, Procedia Manufacturing, Volume 31, pp 97-102.

[4] A. Radermacher, G. Walia, and D. Knudson, “Investigating the skill gap between graduating students and industry expectations,” Companion Proceedings of the 36th international conference on software engineering, ACM, 2014, pp. 291–300.

[5] J. Mäkiö, E. Mäkiö-Marusik, and E. Yablochnikov Task-centric holistic agile approach on teaching cyber physical systems engineering // Industrial Electronics Society, IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE, IEEE, 2016, pp. 6608–6614.

[6] Anton A. Pyrkin et al. Advanced Technologies in High Education in Cooperation with High-Tech // IFAC PapersOnLine 52-9 (2019), pp. 312–317.

[7] Hankel M., Rexroth B. The Reference Architectural Model Industrie 4.0 (RAMI 4.0). ZVEI, 2015, 2 p.

[8] Reiner Anderl. Industrie 4.0 – Digital Transformation in Product Engineering and Production // Smart Products and Smart Production. 21st International Seminar on High Technology October, 2016. Piracicaba, Brasil, 2016.

[9] Reiner Anderl. Industrie 4.0 – Advanced Engineering of Smart Products and Smart Production //Technological Innovations in the Product Development. 19th International Seminar on High Technology. October, 2014. Piracicaba, Brasil, 2014.

[10] Абрамян К.В., Помпеев К.П., Тимофеева О.С., Яблочников Е.И. Применение систем моделирования при формировании инженерных компетенций в области цифрового производства // Современное машиностроение: Наука и образование : материалы 8-й

Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2019.
[11] Timofeeva O., Andreev Y., Yablochnikov E. Simulation of injection molding process and 3D-printing of forming parts for small-batch production // IEEE 17th International Conference on Industrial Informatics (INDIN). 2019. pp.1631-1637.
[12] О.С. Тимофеева, К.П. Помпеев, В.Г.Дувидзон, Е.И. Яблочников. Концепция технологической подготовки литьевого производства с использованием новых информационных и производственных технологий // Металлообработка – 2017. – № 5(101). – С. 21-28.
[13] Абрамян К.В., Андреев Ю.С., Горбенко А.А., Третьяков С.Д., Юрьева Р.А. Разработка информационно-технологической платформы цифрового производства // Изв. вузов. Приборостроение. 2020. Т. 63, № 2. С. 149—156.
[14] Demkovich N., Yablochnikov E., Abaev G. Multiscale modeling and simulation for industrial cyber-physical systems // IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). 2018. P. 291—296.
[15] M. Lopes Nunes, A.C. Pereira, A.C. Alves. “Smart products development approaches for Industry 4.0” / Manufacturing Engineering Society International Conference 2017, Procedia Manufacturing vol. 13 (2017) pp. 1215–1222.

A.V.Chukichev, O.S.Timofeeva, E.I.Yablochnikov

DEVELOPMENT OF A PRODUCTION AND TECHNOLOGICAL LABORATORY AS A PROTOTYPE OF AN INDUSTRIAL CYBER-PHYSICAL SYSTEM

ITMO University, St.Petersburg, Russia

Abstract

The article discusses the application of the Industrial Cyber-Physical systems concept for the development and implementation of the educational master’s program. The article describes possibilities of the production and technological laboratory and the prospects for its development as a platform for project activities in creating prototype of an Industrial Cyber-Physical system and learning new technologies. An enlarged three-level structure is considered as a framework for the Industrial Cyber-Physical system prototype. The article emphasizes the role of the project work organization of students in the field of creating high-tech industries of a new generation.

Key words: engineering competencies, educational programs, digital production, modeling, production preparation, industrial cyber-physical systems.

REFERENCES

[1] A.W. Colombo, T. Bangemann, S. Karnouskos, J. Delsing, P. Stluka, R. Harrison, F. Jammes and J. Lastra, Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI: 10.1007/978–3-319–05624–1.

[2] I. Ishaq et al. Work in Progress – Establishing a Master Program in Cyber Physical Systems: Basic Findings and Future Perspectives // 2019 International Conference on Promising Electronic Technologies (ICPET), Gaza City, Palestine, 2019, pp. 4-9.

[3] Elena Mäkiö-Marusik, Armando Walter Colombo, Juho Mäkiö, Agnes Pechmann Concept and case study for teaching and learning industrial digitalization // 9th Conference on Learning Factories 2019, Procedia Manufacturing, Volume 31, pp 97-102.

[4] A. Radermacher, G. Walia, and D. Knudson, "Investigating the skill gap between graduating students and industry expectations," Companion Proceedings of the 36th international conference on software engineering, ACM, 2014, pp. 291–300.

[5] J. Mäkiö, E. Mäkiö-Marusik, and E. Yablochnikov Task-centric holistic agile approach on teaching cyber physical systems engineering // Industrial Electronics Society, IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE, IEEE, 2016, pp. 6608–6614.

[6] Anton A. Pyrkin et al. Advanced Technologies in High Education in Cooperation with High-Tech // IFAC PapersOnLine 52-9 (2019), pp. 312–317.

[7] Hankel M., Rexroth B. The Reference Architectural Model Industrie 4.0 (RAMI 4.0). ZVEI, 2015, 2 p.

[8] Reiner Anderl. Industrie 4.0 – Digital Transformation in Product Engineering and Production // Smart Products and Smart Production. 21st International Seminar on High Technology October, 2016. Piracicaba, Brasil, 2016.

[9] Reiner Anderl. Industrie 4.0 – Advanced Engineering of Smart Products and Smart Production //Technological Innovations in the Product Development. 19th International Seminar on High Technology. October, 2014. Piracicaba, Brasil, 2014.

[10] K.V. Abramyan, K.P. Pompeev, O.S. Timofeeva, E.I. Yablochnikov Practical application of modeling systems for forming engineering competences in the field of digital production // Modern machine building. Science and Education: materials of the 8-th International Scientific and

Practical Conference. Ed. A.N. Evgrafov and A.A.Popovich. – SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2019. (rus.)
[11] Timofeeva O., Andreev Y., Yablochnikov E. Simulation of injection molding process and 3D-printing of forming parts for small-batch production // IEEE 17th International Conference on Industrial Informatics (INDIN). 2019. pp.1631-1637
[12] O.S. Timofeeva, K.P. Pompeev, V.G. Duvidzon, E.I. Yablochnikov. Concept of technological preparation of injection molding with using new information and production technologies // Journal of Metalworking – 2017. – No. 5(101). – Pp. 21-28. (rus.)
[13] K.V. Abramyan, Y,S. Andreev, A.A. Gorbenko, S.D. Tretyakov, R.A. Iureva Information-technological platform development for digital production // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Priborostroenie. 2020. V. 63, № 2. pp. 149—156
[14] Demkovich N., Yablochnikov E., Abaev G. Multiscale modeling and simulation for industrial cyber-physical systems // IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS). 2018. P. 291—296.
[15] M. Lopes Nunes, A.C. Pereira, A.C. Alves. “Smart products development approaches for Industry 4.0” / Manufacturing Engineering Society International Conference 2017, Procedia Manufacturing vol. 13 (2017) pp. 1215–1222.

МЕХАНИКА МАШИН. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ТРАНСМИССИИ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред.
А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-5
УДК 621.01.534.1

И. И. Вульфсон

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛОВЫХ МАШИН ПРИ ПЕРЕСЕЧЕНИИ РЕЗОНАНСНЫХ ЗОН



Иосиф Исаакович Вульфсон
Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна. Россия, Санкт-Петербург
E-mail: jvulf.yandex@.ru.

Аннотация

Анализируется ряд способов снижения возбуждения вибраций при пересечении резонансных зон цикловых машин с постоянными и переменными положениями центра масс. При параметрических резонансах для сохранения динамической устойчивости предложены способы определения пороговых значений диссипативных характеристик и длительности зоны пересечения. Полученные результаты могут быть использованы для повышения производительности машин, точности воспроизведения программного движения рабочих органов, реализации технологических требований, а также эргономических условий работы человека-оператора.

Ключевые слова: центр масс, резонанс, параметрические колебания, динамическая устойчивость

1. Псевдорезонансы.

Термины «псевдорезонанс» или «ложный» резонанс были предложены Я.Г.Пановко применительно к вынужденным колебаниям при быстром пересечении частотных диапазонов в резонансной зоне с целью понизить максимальные значения амплитуд колебаний [1]. Поясним это на простом примере линейной колебательной системы с одной степенью свободы, описываемой дифференциальным уравнением

$$a\ddot{q} + b\dot{q} + cq = F_0 \cos \omega t \qquad (1)$$

Поделив все члены уравнения (1) на a, запишем его в следующем виде:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + k^2 q = W_0 \cos(\omega t - \gamma), \qquad (2)$$

где $b/a = 2n;\ c/a = k^2;\ \mathrm{F_0}/\mathrm{a} = \mathrm{W_0}; \gamma = \mathrm{arctg}[2\mathrm{n}/(\mathrm{k}^2 - \omega^2)];\ (0 \le \gamma \le \pi)$.

Сначала рассмотрим случай, когда отсутствует сила сопротивления $(b = 0,\ n = 0)$. Решение складывается из решения однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения Y:

$$q = C_1 \cos kt + C_2 \sin kt + Y(t). \qquad (3)$$

Зададимся начальными условиями $q(0) = q_0,\quad \dot{q}(0) = \dot{q}_0,$ Тогда $q_0 = C_1 + Y(0);\ \dot{q}_0 = C_2 k + \dot{Y}(0),$ следовательно,

$$q = \underbrace{q_0 \cos kt + \frac{\dot{q}_0}{k} \sin kt}_{1} - \underbrace{Y(0)\cos kt - \frac{\dot{Y}(0)}{k} \sin kt}_{2} + \underset{3}{Y(t)}. \qquad (4)$$

Группа слагаемых *1* описывает свободные колебания, частота которых равна собственной частоте, а амплитуда зависит от начальных условий. Группа слагаемых *2* определяет так называемые сопровождающие колебания, частота которых также равна собственной частоте, но в отличие от свободных колебаний, амплитуда здесь не зависит от начальных условий, а определяется нарушением непрерывности частного решения *Y* и его производных [2]. Слагаемое *3* соответствует вынужденным колебаниям, зависящим как от параметров вынуждающей силы, так и от параметров колебательной системы.

При рассмотрении системы в окрестности резонанса ($\omega = k$) можно, не теряя общности, исключить из рассмотрения свободные колебания, приняв $q_0 = 0,\ \dot{q}_0 = 0.$ В этом случае согласно формуле (4) получаем неопределенность, для раскрытия которой представим $q(t)$ в следующем виде:

$$q = \frac{W_0 t}{k + \omega} \frac{\sin[0{,}5(k - \omega)t]}{0{,}5(k - \omega)t} \sin[0{,}5(k + \omega)t] \qquad (5)$$

При $\omega \to k$ получаем $q \approx [W_0 t/(2k)]\sin(kt)$.

Отсюда следует, что при отсутствии сил сопротивления резонансная амплитуда практически растет по линейному закону, поэтому при быстром пересечении резонансной зоны можно избежать аварийных последствий, т.е. возникает так называемый псевдорезонанс. Этот режим обычно реализуется при разгоне машины и в меньшей степени – при выбеге. При учете линейной силы сопротивления амплитуда и фаза колебаний определяются как

$$A = \frac{W_0}{\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}};\ \gamma = \operatorname{arctg}\frac{2n\omega}{k^2 - \omega^2}. \qquad (6)$$

При резонансе $q = [W_0 / (2n\omega)]\sin(\omega t)$; $A_{\max} = W_0 / (2n\omega)$; $\gamma = \pi / 2$.

Заметим, что признаком резонансного состояния системы обычно принято считать периодические колебания с собственными частотами. Между тем, экспериментальные исследования свидетельствуют о существовании случаев, когда подобные колебания возникают в нерезонансных зонах, т.е. при отсутствии $\omega \to k$. Это подтверждается приведенными на рис.1 осциллограммами колебаний петлеобразующих органов основовязальных машин при существенной разнице собственных частот и частот возбуждения [2,3]. Основной причиной подобного эффекта являются нарушения непрерывности геометрических характеристик, т.е. функции положения и ее производных: $\Pi(\varphi), \Pi'(\varphi), \Pi''(\varphi), \Pi'''(\varphi)$.

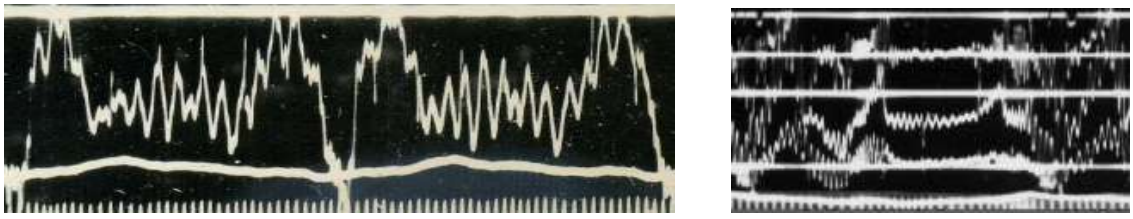


Рис.1. Осциллограммы при нерезонансном периодическом возбуждении

При анализе амплитудной (АЧХ) и фазочастотной (ФЧХ) характеристик в инженерных расчетах предпочтительна безразмерная форма зависимостей (6). Введем в рассмотрение коэффициент динамичности æ, равный отношению амплитуды вынужденных колебаний A к так называемой статической амплитуде $A_{ст} = F_0 / c$. Статическая амплитуда – это деформация системы под действием амплитудного значения вынуждающей силы, приложенной в статических условиях. Согласно (6)

$$æ = \frac{A}{A_{ст}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4z^2\delta^2}}, \qquad (7)$$

где $z = \omega/k$ – коэффициент частотной расстройки, равный отношению частоты вынуждающей силы к собственной частоте; $\delta = n / k = \vartheta / (2\pi)$ – коэффициент демпфирования; ϑ – логарифмический декремент.

Функции $æ(z)$, являющейся безразмерной формой АЧХ, отвечает кривая, показанная на рис.2. При $z = 0$ $(\omega = 0)$ имеем $æ = 1$. С ростом z функция $æ(z)$ сначала возрастает, достигая максимума в окрестности

резонанса $(z \approx 1)$. Значению $æ_{max}$ отвечает минимум подкоренного выражения знаменателя формулы (7).

Легко убедиться, что $æ_{max} = æ(z_*) = 1/(2\delta\sqrt{1-\delta^2})$, где $z_* = \sqrt{1-\delta^2}$. При $z = 1$ (резонанс) $æ_{ðåç} = 1/(2\delta)$. Принимая во внимание, что обычно $\delta < (0{,}1 \div 0{,}2)$, можно утверждать, что $æ_{max} \approx æ_{рез}$. Однако при больших значениях δ $(\delta^2 > 0{,}5)$, что возможно при установке специальных демпфирующих устройств или при учете характеристик двигателей, функция $æ(z)$ не имеет экстремума и является убывающей.

В зарезонансной зоне $(z > 1)$ функция $æ(z)$ асимптотически стремится к нулю. Без учета силы сопротивления $(\delta = 0)$

$$æ(z) = 1/|1 - z^2|. \qquad (8)$$

Анализ зависимостей (7) и (8) показывает, что при малых δ диссипативные факторы играют определяющую роль лишь непосредственно в резонансной зоне. При $z < 0{,}7$ и $z > 1{,}4$ результаты практически совпадают, поэтому в нерезонансных зонах нередко пользуются более простой зависимостью. В частности, при $z > \sqrt{2}$ имеем æ(z)<1. Это означает, что амплитуда вынужденных колебаний оказывается меньше, чем статическая амплитуда, реализуемая в окрестности $\omega = 0$. Это обстоятельство часто используется с целью виброизоляции колебательных систем.

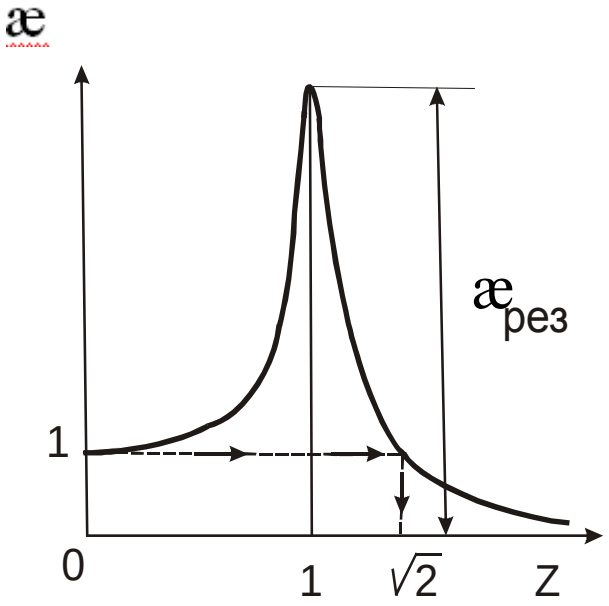


Рис.2. График АЧХ

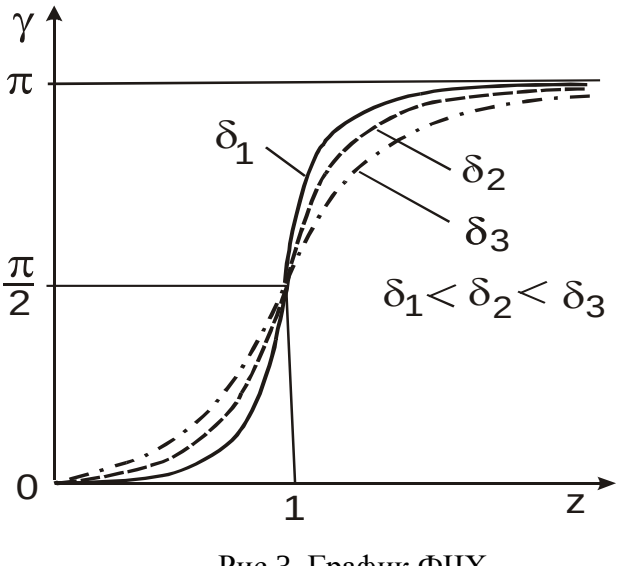


Рис.3. График ФЧХ

При кинематическом возмущении какая-либо точка или сечение системы получает принудительное движение по заданному закону. Так,

например, для модели подрессоренного экипажа (рис.4,а) источником возмущений является профиль дороги, а для толкателя кулачкового механизма (рис.4,б) – закон движения, определяемый профилем кулачка. В обоих примерах входное сечение колебательной системы перемещается по закону $x(t)$; при этом перемещение ведомой массы m складывается из переносного движения $x(t)$ и относительного движения – $q(t)$, вызванного возбуждаемыми колебаниями. Соответствующее дифференциальное уравнение при отсутствии других возмущений имеет вид

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = -m\ddot{x}(t). \qquad (9)$$

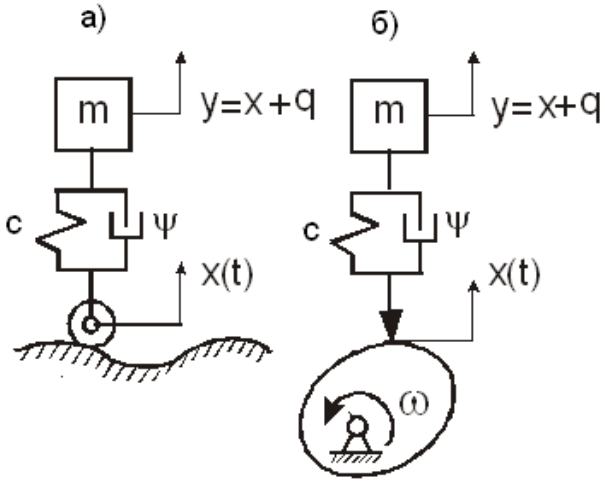


Рис. 4. Типовые динамические модели

С помощью нормальных (главных) координат приведенная в этом и следующем параграфах методика может быть легко распространена на систему с конечным числом степеней свободы [2, 3].

Наиболее естественным способом определения решения дифференциального уравнения (2), на первый взгляд, является его интегрирование с помощью численных методов до выхода на установившийся режим. Однако такой способ приводит к значительной накопленной погрешности и повышенной трудоемкости расчета. Поэтому воспользуемся более точным и экономичным методом построения замкнутой формы решения. Исследуем поведение системы, описываемой дифференциальным уравнением (9), на произвольном периоде колебаний $0 < t < \tau$. При этом решение описывается зависимостью, в которую входят начальные условия $q(0) = q_0$ и $\dot{q}(0) = \dot{q}_0$. Однако в данном случае начальные условия нам не известны, так как рассматриваемому периоду при установившемся колебательном режиме предшествует неограниченное число циклов. Для определения q_0 и $\dot{q}_0$ воспользуемся условиями периодичности вынужденных колебаний:

$$\left.\begin{aligned} q(q_0,\dot{q}_0,t=0)=q(q_0,\dot{q}_0,\tau);\\ \dot{q}(q_0,\dot{q}_0,t=0)=\dot{q}(q_0,\dot{q}_0,\tau). \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Теперь мы располагаем системой двух уравнений с двумя неизвестными q_0, $\dot{q}_0$, и можем воспользоваться зависимостью, справедливой при установившемся режиме на произвольном периоде колебаний. Повторив процедуру интегрирования с этими начальными условиями, находим окончательное решение $q(t)$, определяющее динамическую ошибку. Тем самым найдены начальные условия, соответствующие установившемуся колебательному режиму:

$$q_0 = C_1;\ \dot{q}_0 = C_2 k - C_1 n = k(C_2 - C_1\delta) \approx kC_2 \quad (\delta = n/k \ll 1), \qquad (11)$$

где $C_1;\ C_2$ – произвольные постоянные.

Повторив процедуру интегрирования с этими начальными условиями, находим окончательное решение $q(t)$, определяющее динамическую ошибку. Амплитуда сопровождающих колебаний в начале цикла равна

$$D_0 = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} = \mu\sqrt{[Y^0(\tau) - \Delta x_0]^2 + k^{-2}[\dot{Y}^0(\tau) - \Delta\dot{x}_0]}, \qquad (12)$$

где μ – коэффициент накопления возмущений, определяемый как

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 - 2e^{-\vartheta N}\cos 2\pi N + e^{-2\vartheta N}}}. \qquad (13)$$

Семейство кривых $\mu(N,\vartheta)$, где $N = k/\omega_0$, ϑ – логарифмический декремент приведено на рис. 5. Коэффициент μ может быть как больше единицы (усиление колебаний), так и меньше (ослабление колебаний).

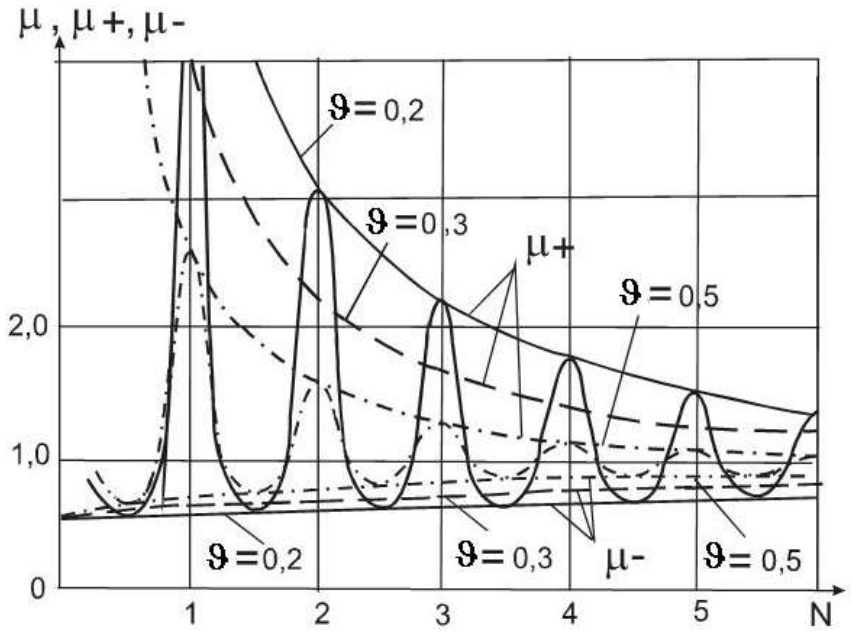


Рис. 5. Графики коэффициентов накопления возмущений

Максимальное значение μ^+ лежит в окрестности целых N, а минимальное значение μ^-,– когда $2N$ – нечетное число. Из формулы (13) следует

$$\mu^+ = [1-\exp(-\vartheta N)]^{-1}; \quad \mu^- = [1+\exp(-\vartheta N)]^{-1}. \tag{14}$$

Значению μ^+ отвечает совпадение фазы ранее возбужденных колебаний и колебаний в рассматриваемом цикле. При $\mu = \mu^-$ эти колебания находятся в противофазе. Подчеркнем важную особенность этого способа, связанную с возможностью рационального сочетания численных и аналитических методов: численным интегрированием здесь определено лишь частное решение на ограниченном отрезке времени; условия же, отвечающие выходу на установившийся режим, выявлены аналитически. Последнее существенно сказывается на точности решения. Разумеется, при относительно простых функциях возбуждения получение замкнутой формы решения можно осуществить и без обращения к численным методам, непосредственно используя аналитическую форму частного решения. Применение численно-аналитического способа особенно целесообразно в тех случаях, когда в геометрических передаточных функциях или внешних силах имеются разрывы непрерывности, что обычно характерно для кулачковых механизмов. При более сложной форме описания вынуждающей силы целесообразно воспользоваться ***численно-аналитическим способом***, который состоит из следующих этапов:

- численное интегрирование дифференциального уравнения при нулевых начальных условиях. Определяем $\Delta Y = Y(\tau)$ и $\Delta \dot{Y} = \dot{Y}(\tau)$;

- определение по формуле (11) констант C_1, C_2 и начальных условий, отвечающих установившемуся режиму;
- повторное численное интегрирование с полученными начальными условиями.

При этом способе численным интегрированием найдены лишь отдельные промежуточные функции, вычисленные на ограниченном отрезке времени, равном одному периоду τ, в то время как установившийся режим $(t \to \infty)$ определен аналитически с помощью условий периодичности. Как уже отмечалось, это существенно сказывается на повышении точности решения, а также на уменьшении трудоемкости расчета.

2. Вынужденные колебания с квазипостоянной амплитудно-частотной характеристикой

Особенности колебательных систем данного класса проиллюстрируем на примере динамической модели, приведенной на рис.6 для цикловых механизмов (звенья 1,2,3) установленных на подвижной платформе 0 с упругим подвесом [2,3,5]. Между выходным звеном 3 и корпусом установлена пружина, осуществляющая силовое замыкание кинематической цепи. В дальнейшем при динамическом анализе мы будем рассматривать лишь один механизм с приведенными инерционными и упругодисссипативными характеристиками, поскольку дублирование механизмов связано только с уравновешиванием горизонтальных составляющих динамических реакций и не играет принципиальной роли с позиций рассматриваемой задачи.

Примем следующие условные обозначения: m_i – массы; c_i – коэффициенты жёсткости; ψ_i – коэффициенты рассеяния; φ, ω –угол поворота и угловая скорость звена 1; y_1, y_2 –координаты звеньев 0 и 3.

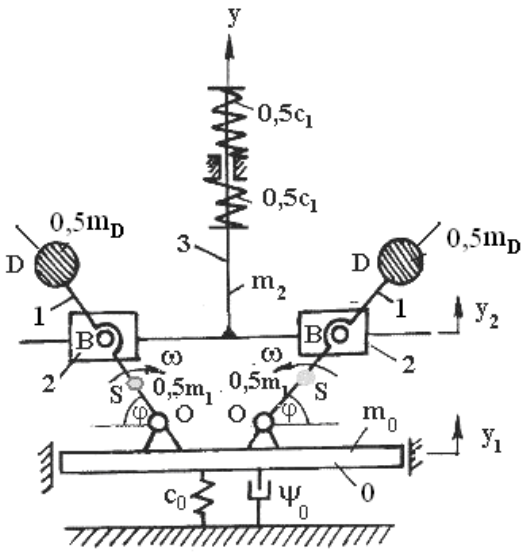


Рис. 6. Схема механизма с аномальной характеристикой

На кривошипе 1 в общем случае может быть дополнительно установлен груз массой m_D. Пусть при отсутствии этой массы кривошип уравновешен, т.е. его центр масс S совпадает с точкой O. Тогда, при установке дополнительного груза центр масс этого звена переместится в точку D.

В качестве обобщённой координаты примем $q = y_1$, причём за нуль отсчёта примем положение равновесия системы при $\varphi = 0$. При этом кинетическая и потенциальная энергия описываются следующим образом:

$$T = 0,5[(m_0 + m_1)\dot{q}^2 + m_D(\dot{q} + R\omega\cos\omega t)^2 + m_2(\dot{q} + r\omega\cos\omega t)^2];$$
$$V = 0,5[c_0 q^2 + c_1(q + r\sin\omega t)^2]. \qquad (15)$$

Здесь m_2 – сумма масс звеньев 2 и 3; $R = OD$; $r = OB$.

После подстановки (1) в уравнение Лагранжа второго рода при учёте эквивалентной силы линейного сопротивления получаем

$$m_\Sigma \ddot{q} + \beta\dot{q} + (c_0 + c_1)q = -[c_1 r - \omega^2(m_D R + m_2 r)]\sin\omega t, \qquad (16)$$

где $m_\Sigma = m_0 + m_1 + m_2 + m_D$; $\beta = (c_0 + c_1)\psi_* / (2\pi\omega)$ – приведенный коэффициент линейного сопротивления; ψ_* – приведенный коэффициент рассеяния.

Если принять $c_1 r = \omega_*^2(m_D R + m_2 r)$, то имеет место динамическая разгрузка, при которой на определённой частоте $\omega = \omega_*$ кинематическое возбуждение полностью компенсируется восстанавливающей силой в упругом элементе с коэффициентом

жесткости c_1. Однако в данном случае перед нами стоит другая задача – осуществить колебания платформы с амплитудой, не зависящей (или слабо зависящей) от изменения ω.

Согласно (16) амплитуда вынужденных колебаний определяется как

$$A = \frac{\left| c_1 r - \omega^2 \left(m_D R + m_2 r \right) \right|}{(c_0 + c_1)\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^4}}, \tag{17}$$

где $z = \omega / p$; $p = \sqrt{[(c_0 + c_1)/m_\Sigma](1-\delta^2)} \approx \sqrt{(c_0 + c_1)/m_\Sigma}$ – собственная частота; $\delta = \psi_* / (4\pi)$ – диссипативный коэффициент.

Для более ясного физического представления об исследуемой задаче сначала рассмотрим частный случай, при котором отсутствуют неуравновешенный груз ($m_D = 0$) и диссипативные силы ($\delta = 0$). Тогда формула (17) принимает вид

$$A = r \frac{\left| 1 - \omega^2 / k^2 \right|}{(1+\zeta)\left| 1 - \omega^2 / p^2 \right|}, \tag{18}$$

где $k = \sqrt{c_1 / m_2}$; $\zeta = c_1 / c_0$.

Требование $\frac{dA}{d\omega} = 0$ приводит к очевидному условию $k = p$; при этом $c_1 / c_0 = m_2 / (m_1 + m_0)$ и $A = r / (1+\zeta) = \text{const}$.

Полученный результат свидетельствует о нетривиальной ситуации, когда «амплитудно-частотная характеристика» не зависит от частоты возмущения. Легко убедиться в том, что собственная частота системы p при этом равна собственным частотам двух подсистем, полученных при разрыве кинематической связи в шарнирах B (см. рис.6). Это означает, что при «жёстком» соединении обеих подсистем собственная частота остаётся неизменной.

Далее вернёмся к рассмотрению общего случая, соответствующего исходной модели. Тогда

$$A = \frac{\left| c_1 r - \omega^2 \left(m_2 r + m_D R \right) \right|}{(c_0 + c_1)\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^4}} = \frac{r k^2 \left| [1 - \omega^2 (1 + \rho\mu_D) / k^2] \right|}{p^2 (1+\zeta)\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^4}}, \tag{19}$$

где $\rho = R / r$, $\mu_D = m_D / m_2$.

При выполнении условия $k^2 / (1 + \rho\mu_D) = p^2$ на основании (19) получаем

$$A = \frac{r \left| 1 - z^2 \right|}{(1+\zeta)\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\delta^2 z^4}} \ . \tag{20}$$

Принимая во внимание, что $p^2 = k^2(1+\zeta)/\mu_\Sigma$, где $\mu_\Sigma = 1+\mu_0+\mu_1+\mu_D$, $\mu_i = m_i / m_2$, имеем дополнительное уравнение связи между безразмерными параметрами:

$$\zeta = \mu_\Sigma /(1+\rho\mu_D) - 1 > 0 \qquad (21)$$

Отметим, что при заданном дополнительном условии безразмерная собственная частота $\tilde{p} = p/k$ зависит только от произведения $\rho\mu_D$.В безразмерной форме окончательная зависимость, описывающая амплитудно-частотную характеристику, имеет вид $a = a_* \kappa(z,\delta)$, где безразмерные амплитуды вынужденных колебаний платформы и статической амплитуды равны

$$a = A/r, \;\; a_* = (1+\zeta)^{-1} = (1+\rho\mu_D)/\mu_\Sigma \; .$$

Введем в рассмотрение коэффициент динамичности $\kappa(z,\delta)$, определяемый как

$$\kappa = 1/\sqrt{1+4\delta^2 z^4/(1-z^2)^2} \; . \qquad (22)$$

Далее определим колебания выходного звена 3

$$y_2 / r = \sin\omega t - a\sin(\omega t - \gamma), \qquad (23)$$

где $\gamma = \mathrm{arctg}[2\delta z/(1\text{-}z^2)]$.

Используя (11), можно показать, что

$$b = \max(y_2/r) = \sqrt{(1-a\cos\gamma)^2 + a^2\sin^2\gamma}, \qquad (24)$$

где b –амплитуда звена 3.

На рис. 7 приведено полученное на основании (21)–(24) семейство квазипостоянных амплитудно-частотных характеристик $a(z)$ для платформы 1 и $b(z)$ – для ведомого звена 3. При построении графиков приняты следующие исходные данные: $\mu_0 = 2; \mu_D = 0{,}5; \delta = 0{,}03$. Двойная индексация кривых соответствует $a-\rho, b-\rho$ (цифры отвечают численному значению параметра $\rho = R/r$).

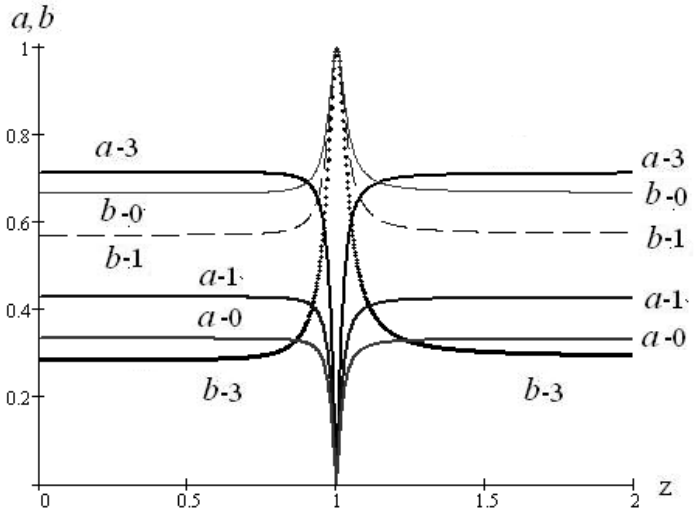


Рис. 7. Семейство АЧХ

Анализ графиков выявляет следующие особенности АЧХ:

- За исключением узкого частотного диапазона в окрестности резонансной зоны ($z=1$) амплитуды вынужденных колебаний платформы и ведомого звена практически сохраняют постоянное значение.
- При резонансе $(z=1)$ амплитуда платформы обращается в нуль (антирезонанс), а для ведомого звена принимает значение $b=1$ ($A_2=\max(y_2)=r$), что соответствует резонансу.

При $\rho=0, \rho=1$ имеем $a<b$, а при $\rho=3$ амплитуда платформы превышает амплитуду звена 3. Представляет интерес граничный случай $a=b$. При отсутствии диссипации в (13), принимая $b=a, (\gamma=0,\pi)$, получаем $a=b=0,5$. Поскольку $a=a_*$, граничное значение $\rho=\rho_*$ определяется как $\rho^*=0,5(\mu_0+\mu_D-1)/\mu_D$, то $a<b$, а при $\rho>\rho^*$ - $a>b$.

Для более подробного изучения поведения системы непосредственно в резонансной зоне на рис. 8 выделён соответствующий частотный диапазон. Помимо режимов, отображённых на рис.7, приведены АЧХ для режима $\rho^*=1,5$. Анализ графиков показывает, что при $\rho<\rho*$ фаза колебаний платформы и выходного звена при входе в резонансную зону сохраняется неизменной (кривые $a-0, b-0$), и наоборот, при $\rho>\rho^*$ меняются на противоположную (кривые $a-3, b-3$). При $\rho=\rho^*$ и некотором удалении от резонансной зоны, как и следовало ожидать, $a\approx b\approx a_*$.Этот режим проиллюстрирован на рис.8,б (a – кривая 1; b – кривая 2). Заметим, что аналогичная ситуация возникает при динамическом гашении, когда на определённой частоте реакция со

стороны гасителя на объект виброзащиты «уравновешивает» внешнее возмущение.

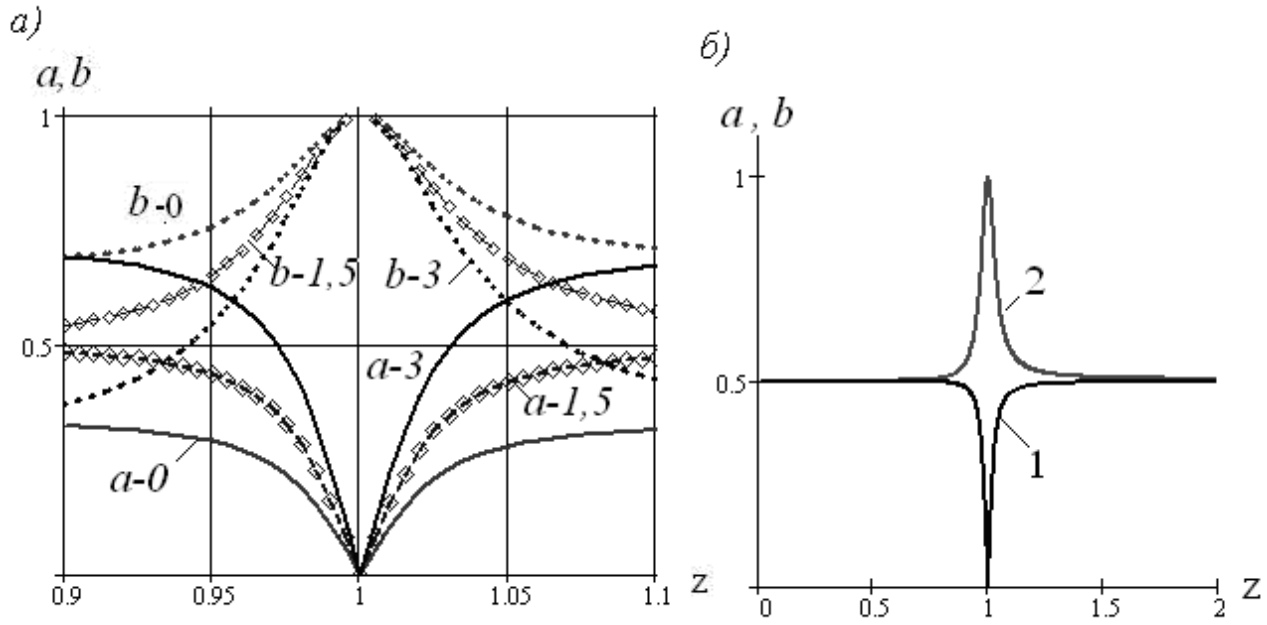


Рис. 8. АЧХ в резонансной зоне

На рис. 9 приведены графики $y_1(t), y_2(t)$, полученные компьютерным моделированием при $\rho = \rho^* = 1{,}5$ (остальные данные см. выше). В нерезонансной зоне ($z = 0{,}7$; рис.9, *а*) амплитуды колебаний соответствуют полученным выше значениям (см. рис. 5, *б*), а фазы колебаний γ звеньев 0 и 3 смещены на π. В резонансной зоне ($z = 0{,}997$) амплитуда платформы стремиться к нулю, а амплитуда ведомого звена – к единице (рис. 8, 9).

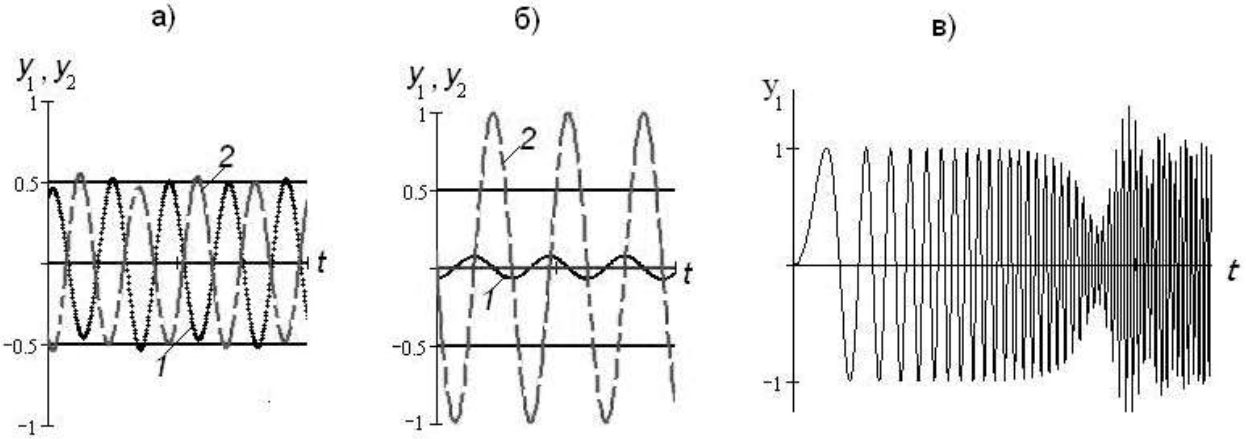


Рис. 9. Колебания в нерезонансной и резонансной зоне: $1 - y_1(t)$; $2 - y_2(t)$

. Следует отметить, что при пересечении резонансной зоны система иногда не успевает полностью выйти на установившийся режим (см.

рис. 6, *в*), однако резкое уменьшение амплитуды колебаний платформы в резонансной зоне проявляется достаточно чётко.

3. Динамические характеристики при переменных значениях параметров

Ниже воспользуемся известным способом перехода к «безразмерному времени» $\varphi = \omega t$, где ω – угловая скорость. При этом реализуется трансформация перехода к «безразмерным частотам» $\bar{k}_i = k_i / \omega \neq \text{const}$. При достаточной удаленности от параметрических возбуждений функция $q(\varphi)$ отображена на рис.10.

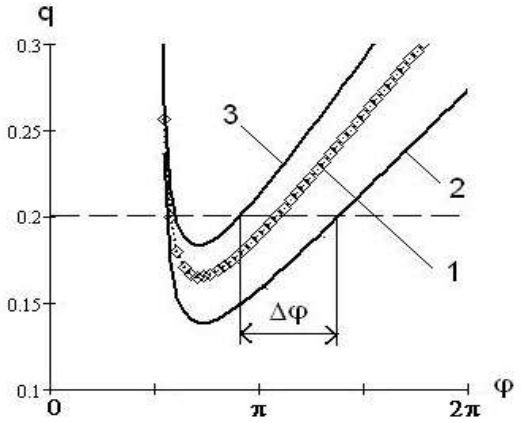


Рис. 10. Графики $q(\varphi)$: 1. Среднее значение $\bar{k}_i = k_i / \omega$; 2. $\max \bar{k}_i$; 3. $\min \bar{k}_i$

Этот случай характерен для разгона и торможения двигателя, а также в процессе рабочего режима при изменении положения центра масс системы. Анализ графика наглядно показывает, что при «мгновенном» пересечении резонансной зоны $\Delta\varphi$ имеем $q \approx \text{const}$. При увеличении q происходит рост отрезка времени пребывания в резонансной зоне. Таким образом, здесь мы опять столкнулись с типичным «ложным» резонансом, устранение которого возможно при быстром пересечении этой зоны.

Приведенные выше результаты справедливы при постоянном положении центра масс машинного агрегата. Однако в колебательных системах многих машинных агрегатов происходят перемещения центра масс, вызванные программными движениями рабочих органов и изготовляемых изделий, а также механизмами привода, подъемно-транспортными функциями и другими факторами. Это является источником возникновения реономных связей, что приводит к нестационарности частотных характеристик привода машины, к появлению динамических эффектов, связанных с возбуждением параметрических колебаний и к возможности нарушений условий динамической устойчивости [2, 5-11]. Использование изложенного выше способа ложного резонанса в данном случае, на первый взгляд, вызывает

некоторые сомнения, так как амплитуда при параметрическом резонансе в отличие от резонанса при вынужденных колебаниях возрастает очень интенсивно – по экспоненте. Выход из этого положения принципиально возможен, если исключить возможность пересечения частотного диапазона главного параметрического резонанса. Однако, как показывает анализ, при учете характеристик электродвигателя и ряда других факторов снижение виброактивности системы обычно эффективно реализуется за пределами низшей частоты, что требует пересечения этой резонансной зоны. Другой способ связан с повышением уровня диссипации системы. Можно показать, что для исключения возбуждения главного параметрического резонанса должно соблюдаться условие $\varepsilon < \varepsilon_* = \psi / \pi$, где ε, ψ глубина пульсации и коэффициент рассеяния [3,5,7]. При этом $k^2(t) = k_0^2(1 - \varepsilon \sin \Omega_1 t); \Omega_1 = 2k_0$. Здесь k_0^2 – среднее значение; Ω_1 – частота главного параметрического резонанса. В качестве базового объекта динамической модели примем жесткий элемент, установленный на двух упругих опорах (рис.11).

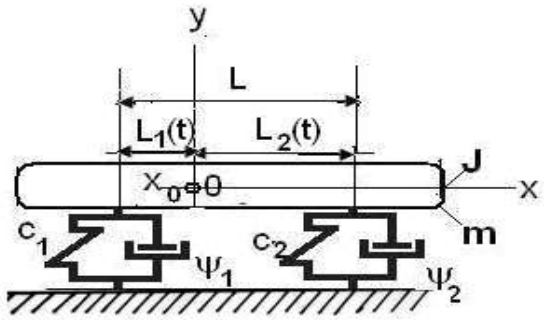


Рис. 11. Динамическая модель

Недостатками принятого варианта являются большие энергетические потери из-за преодоления диссипативных сил при подавлении параметрического резонанса. Для большей определенности при дальнейшем качественном динамическом анализе конкретизируем функции L_1, L_2 согласно следующим зависимостям:

$$L_1(\varphi) = h(0,5 + \lambda + \sigma \cos \varphi); \; L_2(\varphi) = h(0,5 - \lambda - \sigma \cos \varphi); \; (\lambda + \sigma < 0,5). \quad (25)$$

Параметры λ и σ соответствуют постоянной и переменной составляющим отклонения координаты центра масс от среднего положения. При $\sigma = 0$

$$L_1 = h(0,5 + \lambda) = a; \; L_2 = h(0,5 - \lambda) = b. \quad (26)$$

Тогда задача совпадает с распространенным случаем фиксированного неподвижного положения центра масс. При $\sigma \neq 0$ в данной задаче $h(\lambda + \sigma) = 0,5[L_1(0) - L_2(0)]$. Отсюда следует $\sigma = 0,5[L_1(0) - L_2(0)]/h - \lambda$. Отметим, что параметр L не зависит от φ: $L = L_1(\varphi) + L_2(\varphi) = h$.

В машинах с цикловыми механизмами нередко доминирует медленное изменение параметров. В практике это нередко приводит к ложному выводу, что влиянием нестационарных связей можно пренебречь. Однако в современных технологических машинах нередки случаи, при которых возникает необходимость в осуществлении многочастотногного движения рабочего органа, когда приведенные инерционные и упругие характеристики содержат не только низкочастотные, но и высокочастотные составляющие [10, 11]. Аналогичная ситуация также возникает при использовании вибрационной линеаризации с целью уменьшения эффективных значений сил кулонова трения. Отмеченные факторы создают реономную связь и источник параметрического возбуждения. Практические приёмы определения областей динамической неустойчивости обычно базируются либо на различных модификациях метода малого параметра и других асимптотических методах, либо на численных методах. Процедура решения подобных задач далеко не элементарна, особенно если иметь в виду не эталонные упрощённые модели с одной степенью свободы, а реальные колебательные системы современных машин и механизмов, в которых параметрическое возбуждение имеет многокомпонентную структуру. Ниже задача решается на базе метода условного осциллятора, что позволяет избежать ряда трудностей, возникающих в данном случае при использовании традиционных методов решения [6]. Выше были учтены лишь медленные составляющие движения центра масс. Однако, как показано в работах [3,11], при исследовании параметрического возбуждения нельзя пренебрегать влиянием высших частот. Поэтому наряду с формулами (4) ниже будут использованы аналогичные зависимости следующего вида:

$$L_1^* = L_1 + r\cos j\varphi;\;\; L_2^* = L_2 + r\cos j\varphi, \qquad (27)$$

где число j соответствует номеру учитываемой высокочастотной гармоники (рис.12). Здесь и ниже звездочка при параметрах обозначает использование функций $L_i^*(\varphi)$, что отвечает учету влияния высокочастотных гармоник.

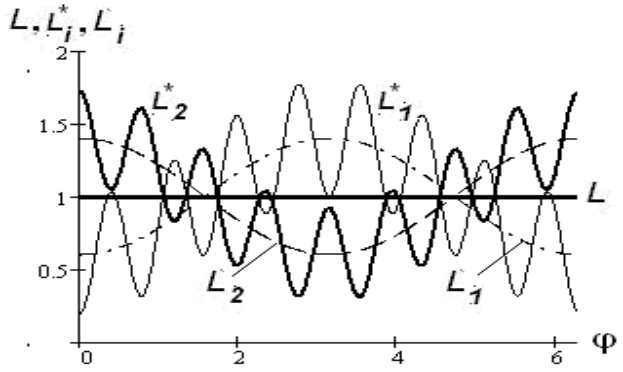


Рис. 12. Графики L, L_i^*, L_i (i= 1; 2)

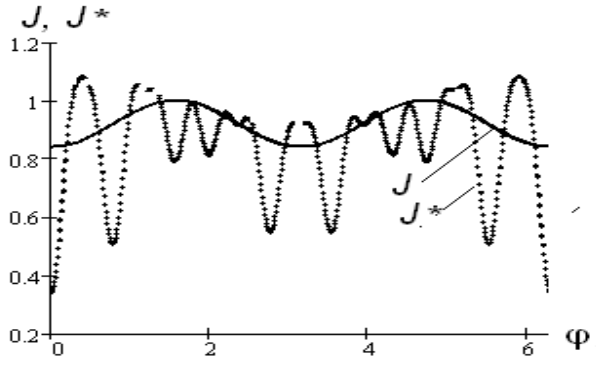


Рис. 13. Графики J , J^*

На рис. 13 приведены графики моментов инерции J и J^* для частного случая, когда каждый из радиусов инерции $\rho = \sqrt{J/m}$, $\rho^* = \sqrt{J^*/m}$ соответственно равен среднему геометрическому между величинами L_1, L_2 и L_1^*, L_2^*.

Для определенности при численной оценке влияния переменности параметров примем $L = 1$, $r = 0,4L$, $j = 8$, $c_1 = 100$ Н/м, $\tilde{n}_2 = 30$ Нм. В качестве обобщенных координат примем вертикальное перемещение центра масс $y = q_1$ и угол поворота качающегося объекта q_2 с моментом инерции J или J^*. Исследуемая динамическая модель описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} mq_1'' + 2\delta_1^* m k_1^* q_1' + (c_1 + c_2)q_1 + (c_1 L_1^* - c_2 L_2^*)q_2 = Q_1; \\ J^* q_2'' + 2\delta_2^* J^* k_2^* q_2' + (c_1 L_1^* - c_2 L_2^*)q_1 + (c_1 L_1^{*2} + c_2 L_2^{*2})q_2 = Q_2. \end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

Здесь Q_1, Q_2 – обобщенные силы; $k_1^*(\varphi), k_2^*(\varphi)$ значения собственных частот (рис.14); $(\,)' = d/d\varphi$; $\delta_i^* = \vartheta_i^*/(2\pi)$ (рис.15)– коэффициент демпфирования; ϑ_i^* – логарифмический декремент.

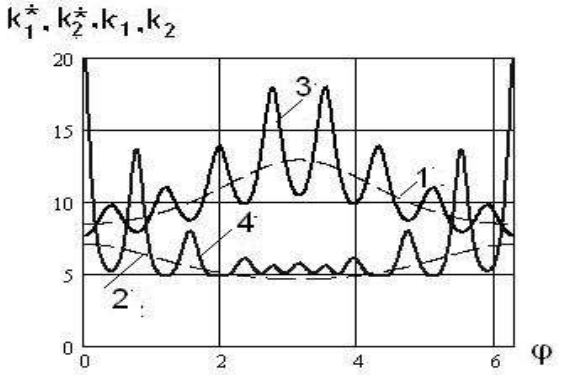


Рис. 14. Собственные частоты:
1.– k_1; 2.– k_2; 3. – k_1^*; 4. – k_2^*

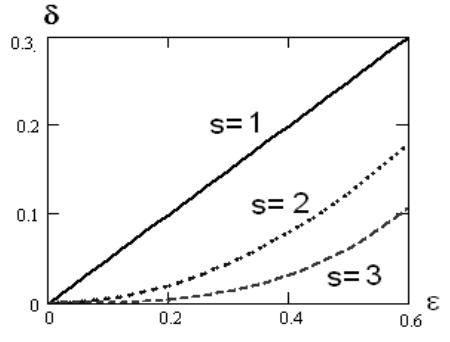


Рис.15. Коэффициент диссипации:
s – номер параметрического резонанса

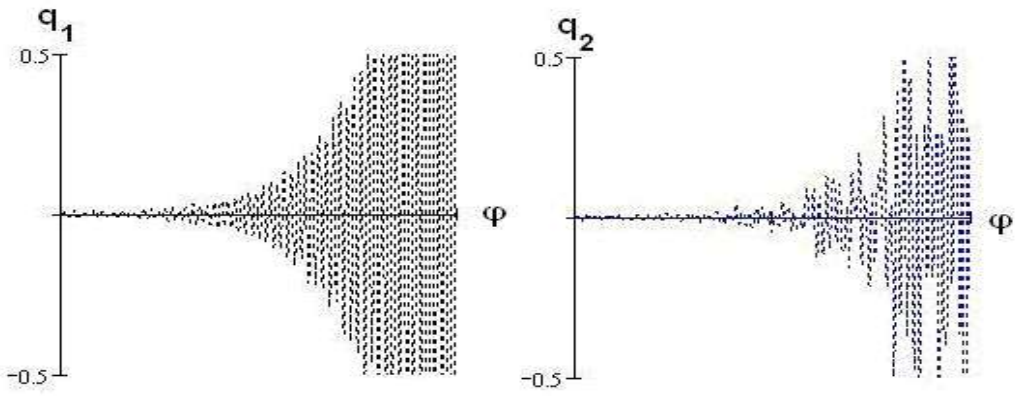


Рис. 16. Параметрический резонанс при высокочастотном возбуждении

При анализе параметрического возбуждения и использовании «ложного резонанса» может возникнуть сомнение в эффективности этого способа из-за интенсивного роста амплитуд, требующего почти мгновенного перехода через резонансную зону. Однако, графики на рис.16, построенные согласно решению системы уравнений (28), свидетельствуют об относительно длительной задержке, предшествующей проявлению динамической неустойчивости. В более наглядном виде этот эффект отображен на рис.17 на графиках огибающих резонансных амплитуд и на фазовой плоскости, а также на графике Ω / k_2 (рис.18).

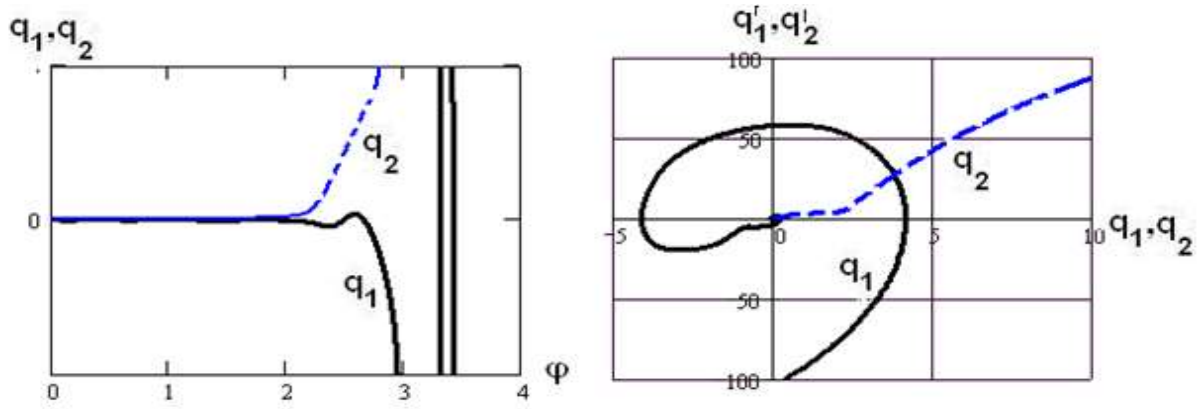


Рис.17. К анализу эффекта задержки режима динамической неустойчивости.

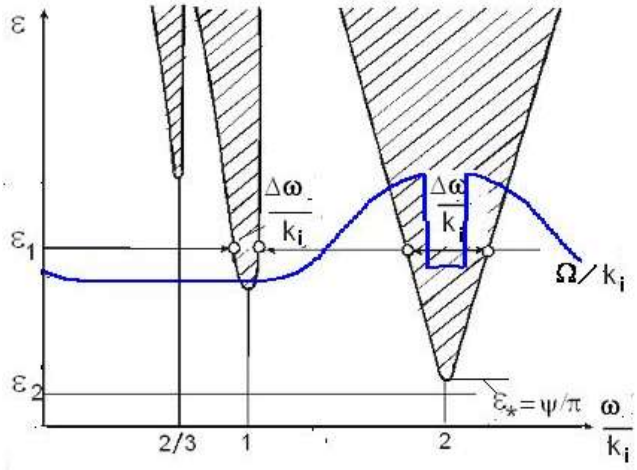


Рис.18. Зоны динамической неустойчивости

Как показал анализ, причиной данного эффекта является значительное уменьшение моментов инерции в этой зоне (см. рис.13), что привело к росту «собственных» частот, и к пересечению областей неустойчивости. На рис. 18 приведены три области параметрического резонанса и график, соответствующий главному параметрическому резонансу с частотой Ω. На графике также показано критическое значение глубины пульсации $\varepsilon < \varepsilon_*$, зависящее от уровня диссипации, при котором система сохраняет динамическую устойчивость. Для принятой модели критическое значение коэффициента демпфирования равно

$$\delta > \delta_* = 3\mu\Pi'_*\Pi''_*\omega_0[2k_1\sqrt{1+\mu\Pi'^2_*}]^{-1}$$

Выводы

В статье решается задача оптимального пересечения резонансных зон и анализа зависимости виброактивности от перемещений центра масс машинного агрегата. Важным результатом проведенного исследования является устранение нарушений условий динамической устойчивости в частотном диапазоне параметрических резонансов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Пановко Я. Г. Механика деформируемого твердого тела.- М.: Наука,- 1985.- 288 с.
[2] Вульфсон И.И. Динамика машин. Колебания. -М.: Юрайт,- 2017.- 274 с.
[3] Вульфсон И.И. Динамика цикловых машин.– СПб.: Политехника. 2013. 425 с.
[4] Вульфсон И.И., Тетерина В.В. Экспериментальное исследование усилий, возникающих в приводных тягах петлеобразующих органов

основовязальной машины ОВ-7 //М.: ЦНИИТЭИ «Машиностроение для легкой промышленности». Вып.5, 1968. С.28-34.
[5] Вульфсон. И.И. , Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин.– Л.:1968 Машиностроение .1968. 284 с.
[6] Вульфсон И.И. Параметрический синтез колебательных систем механизмов с аномальными характеристиками // СПб. Теория механизмов и машин (под ред. А.Н. Евграфова). 2003. №2. С. 40 – 49.
[7] Вульфсон И.И. О колебаниях систем с параметрами, зависящими от времени. – Прикладная математика и механика.1969. Т.33, №2. С. 331–337.
[8] Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Гостехтеоретиздат, 1956.– 600 с.
[9] Вульфсон И.И. К проблеме снижения виброактивности приводов машин при учете динамических характеристик электродвигателя / Проблемы машиностроения и надежности машин, 2017, №4. С. 12–19.
[10] Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. М.: Наука, 1976. – 431 с.
[11] Вульфсон И.И. Условия динамической устойчивости при совместном учёте медленных и быстрых изменений параметров. Вестник научно-технического развития. 2015.Т.91 №3 . С.3-13.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-6
УДК 621.01

О.В.Егорова[1], Н.Н.Барбашов[2]

ПРИМЕНЕНИЕ МАХОВИЧНЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ЭНЕРГИИ В МОБИЛЬНЫХ РОБОТАХ



[1]Ольга Владимировна Егорова,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (499)263-61-97, E-mail: tmm-olgaegorova@yandex.ru



[2]Николай Николаевич Барбашов,
Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана
Россия, Москва
Тел.: (903)555-48-73,E-mail: barbashov@bmstu.ru

Аннотация

В работе рассматривается использование маховичного накопителя энергии в мобильных роботах. Одним из методов повышения энергоэффективности мобильных роботов является использование устройств с рекуперацией энергии. В этом случае кинетическая энергия движущихся частей робота во время режима торможения сохраняется, а затем может использоваться для ускорения при выполнении следующего движения. По удельному запасу энергии на единицу веса маховичный накопитель энергии эффективно конкурирует с электрическим, отличаясь от него более высоким сроком службы. Кроме того, характеристики маховичного накопителя энергии не ухудшаются при низких рабочих температурах. Авторы дают рекомендации по подбору необходимых параметров конструкции маховичного накопителя энергии, в том числе, ее формы и материала, из которого может быть изготовлен маховик.

Ключевые слова: мобильный робот, маховичный накопитель энергии, эффективность, титан, композитные материалы

1. Введение

1.1. Назначение и особенности мобильных роботов

Мобильные роботы, способные перемещаться по заданной траектории, широко применяются в самых различных отраслях человеческой деятельности.

Мобильные транспортные роботы позволяют осуществлять перевозку грузов без вмешательства человека, что позволяет автоматизировать многие производственные процессы в машиностроительных цехах, а также осуществлять транспортные операции в неблагоприятных для человека условиях, например, в зонах Крайнего Севера или в химических и радиоактивных средах.

Мобильные манипуляционные роботы, оборудованные манипуляторами, могут выполнять работы по сборке, покраске, очистке сложных поверхностей. Они часто применяются при прокладке путей в опасных зонах, в операциях по разминированию взрывоопасных объектов и т.д.

В последнее время активно развиваются мобильные информационные роботы – устройства, оборудованные различными датчиками и телекамерами. Они позволяют получать необходимую информацию о температуре, давлении, составе почвы и атмосферы, а также могут выполнять различные задачи в недоступных для человека местах, на большой глубине или даже на других планетах.

В конструкциях современных мобильных роботов в качестве дополнительного источника энергии, необходимой для движения либо работы оборудования, чаще всего применяются электрические аккумуляторы. В среднем, их энергии хватает на работу от 1 до 4 часов в зависимости от ёмкости аккумулятора, размеров робота и выполняемых им действий.

Для выполнения некоторых типов задач, например, поисковых работ в аварийных случаях или ликвидации пожаров, указанного времени оказывается недостаточно. С подобными проблемами сталкиваются и при подводных работах, когда подзарядка аккумулятора невозможна.

Характерной особенностью мобильных роботов является то, что, в основном, движение рабочих звеньев происходит в режиме разгона и торможения, поэтому в общем объеме сил в системе преобладают инерционные нагрузки. Основная мощность двигателя расходуется на разгон подвижных звеньев. Увеличение быстродействия за счет использования более мощного двигателя ограничивается тем, что в этом случае дополнительный момент затрачивается на преодоление

дополнительной инерционной нагрузки разгона более массивного ротора выбранного двигателя. По параметрам энергопотребления подобные устройства малоэффективны.

1.2. Конструкции с рекуперацией энергии

Развитие мобильных роботов тесно связано с расширением их технологических возможностей, в частности, с обеспечением многопозиционности, регулируемости величин перемещений рабочих звеньев и их скоростей с различной очередностью направления движений.

Одним из методов повышения энергоэффективности мобильных роботов является разработка конструкций с рекуперацией энергии, в которых кинетическая энергия подвижных звеньев на этапе торможения накапливается в аккумуляторе, а затем используется для разгона при выполнении очередного движения. В таких конструкциях инерционные силы не влияют на установочную мощность двигателя, функцией которого является лишь компенсация потерь на трение.

2. Цель и основные задачи

Целью настоящей работы является исследование возможности применения маховичного аккумулятора в робототехнике, а также подтверждение теоретических данных с помощью эксперимента.

3.Маховики

3.1. Краткая история создания маховичных аккумуляторов

Одним из первых учёных, применивших маховичный аккумулятор на практике, был известный советский ученый Нурбей Владимирович Гулиа.

В 1964 году Гулиа подаёт заявку на изобретение супермаховика. Предложенный им накопитель механической энергии, в отличие от предыдущих, был выполнен не сплошным, а состоял из намотанных на барабан многих тысяч витков стальной ленты. В дальнейшем Нубрей Владимирович исследовал вариаторы и трансмиссии транспортных средств, а также маховики и другие средства сохранения и преобразования энергии. Испытывая в 1966 году ленточный вариатор, Н.В. Гулиа удалось достичь экономии топлива до 50%. По мнению ученого, маховичный накопитель с механическим отбором мощности по показателям удельной энергоёмкости и КПД превосходит накопители всех других типов, а по удельной мощности это превосходство больше, чем на порядок. Его исследования показывают, что применение маховичного накопителя с механическим отбором мощности вместо накопителей любых других типов, в частности, в гибридном силовом агрегате, позволяет существенно снизить потери энергии. Также кинетическая энергия маховика преобразуется в кинетическую энергию транспортного устройства с высоким КПД.

Работы Н.В. Гулиа привели к созданию в СССР прототипа гибридного автомобиля на базе автомобиля УАЗ-450, где накопителем энергии являлся маховик, связанный с трансмиссией при помощи ленточного вариатора [1]. Это был один из первых автомобилей с маховичным аккумулятором.

В 1972-73 годах Н.В. Гулиа были успешно проведены испытания городских автобусов с маховичными гибридными агрегатами [2]. Но дальнейшее развитие его исследование не получило, в связи с тем, что переключение режимов устройства рекуперации энергии можно было проводить только вручную, что значительно усложняло его работу, и как следствие, управление самим автобусом.

В дальнейшем Н.В. Гулиа продолжил заниматься маховичными накопителями энергии для транспорта, а также начал разработки бесступенчатых механических приводов-вариаторов, необходимых для автомобильных гибридов. Изобретенные Н.В. Гулиа и разработанные им вместе с его учениками планетарные многодисковые вариаторы были рассчитаны как для автомобилей, так и для решения других промышленных задач. В общей сложности Нурбей Владимирович Гулиа опубликовал около 20 монографий и 200 научных статей, получил 250 патентов и авторских свидетельств на изобретения.

В литературе встречается описание и других устройств, где применялся маховичный аккумулятор энергии [3]: например, при спуске грузов или при необходимости эвакуации людей из высотных зданий.

3.2. Область применения маховика

Как правило, применяющиеся в транспортной и подъемно-транспортной отрасли, маховики имеют значительную массу и размеры. Известны случаи, когда масса маховика достигала 250 кг, что совершенно неприемлемо для робототехники и в мобильных роботах, в частности. Тем не менее, подобное упомянутому выше маховичное устройство успешно испытали и применили в метропоездах Нью-Йорка [4].

В литературе можно встретить описание маховичного аккумулятора для космических аппаратов NASA. Существенным недостатком описанного устройства является его большая масса, которая составила 113 кг [5].

3.3. Электрические аккумуляторы

Из литературы известны устройства, в которых рекуперация энергии происходит с помощью электрического аккумулятора. Следует отметить, что даже современные батареи при необходимости часто накапливать и отдавать энергию достаточно быстро теряют ёмкость, что является их существенным недостатком. Помимо этого, при низких температурах свойства и ресурс электрических аккумуляторов значительно ухудшаются, что не позволяет эффективно использовать их в мобильных роботах.

С понижением температуры аккумуляторной батареи снижается максимальный отдаваемый батареей ток, поэтому электрические аккумуляторы не рекомендуют использовать при температуре ниже 5 градусов по Цельсию [6].

4. Маховичный аккумулятор

4.1. Современные технологии

Развитие техники и технологии позволяет решить проблемы значительной массы и размеров маховика. Микропроцессорная техника легко осуществляет автоматизированное управление механизмами накопления энергии, не требуя ручного управления и переключения режимов.

Современные материалы позволяют создать маховик с небольшими габаритами, способный накопить требуемое количество энергии.

4.2. Особенности маховичных аккумуляторов

Наибольшей эффективностью для рекуперации энергии торможения обладает маховичный аккумулятор энергии. По величине удельного запаса энергии на единицу веса маховичный аккумулятор эффективно конкурирует с электрическим, отличаясь от него более высоким ресурсом работы [7].

В зависимости от задачи, выполняемой мобильным роботом, маховичный аккумулятор может осуществлять разные функции. При необходимости он может снабжать энергией различное оборудование, например, телекамеры и мониторы.

При перемещении мобильного робота по асфальтовому или бетонному покрытию вырабатываемая электродвигателем энергия будет превосходить требуемую для движения. Часть свободной энергии аккумуляторов можно использовать для раскрутки маховика во время перемещения робота [8]. При движении робота по песку, снегу или при резком подъеме на холм запасенной маховиком энергией можно воспользоваться для преодоления труднопроходимого участка.

4.3 Маховичный аккумулятор и мобильные роботы

Одновременное использование энергии маховичного и электрохимического аккумуляторов позволит значительно улучшить динамические качества мобильного робота [10-12].

При торможении, либо движении под уклон рекуперация энергии позволит раскрутить маховик при неполной его зарядке. Если же маховик раскручен до максимального числа оборотов, возможно производить подзарядку аккумуляторных батарей энергией маховика. Помимо этого, использование маховичного аккумулятора энергии позволит сгладить пиковые нагрузки по току при пусковых режимах.

Известно, что количество запасаемой энергии пропорционально инерции вращающегося тела маховика J и квадрату угловой скорости вращения ω. Оно определяется согласно формуле:

$$E_м = \frac{J_м \cdot \omega_м^2}{2}$$

Из формулы видно, что запасаемая в маховике кинетическая энергия имеет линейную зависимость от момента инерции вращающейся массы тела маховика и квадратичную зависимость от скорости вращения. Соответственно, при росте скорости вращения количество запасаемой энергии будет расти в геометрической прогрессии.

Как правило, для получения необходимой энергии требуется большое число оборотов маховичного аккумулятора, особенно с учетом высоких требований по габаритным размерам в мобильных роботах. В некоторых случаях число оборотов маховика достигает 50-80 тысяч оборотов в минуту. При таком значении частоты вращения для уменьшения аэродинамических потерь маховик необходимо поместить в вакуумную камеру [9].

Чтобы раскрутить маховик до таких частот вращения, на мобильном роботе устанавливается дополнительная обратимая электромашина небольшой мощности. Многие фирмы выполняют модуль аккумулирования энергии в одном блоке для упрощения конструктивного решения.

Кинетическая энергия мобильного робота, перемещающегося с максимальной скоростью, можно выразить по формуле:

$$E_{робот} = \frac{m_{робот} V_{робот}^2}{2},$$

где $m_{робот}$ – масса робота; $V_{робот}$ – скорость движения робота.

Это позволяет вычислить относительную энергоёмкость:

$$E_0 = \frac{E_м}{E_{робот}}$$

Использование кинетической энергии маховика можно выразить по формуле:

$$\chi = 1 - \left(\frac{E_1 - E_2}{E_1} \right),$$

где E_1 – начальная энергия маховика,

E_2 – конечная энергия маховика.

Тогда мощность, развиваемая маховичным аккумулятором энергии, будет равна:

$$N = \eta_{мах} \chi \left(\frac{E_м}{t} \right)$$

Тогда при среднем КПД маховичного аккумулятора 85% для мобильного робота массой 50кг, развивающего максимальную скорость 5м/с, можно получить следующую зависимость, представленную на рис. 1.

При недолгих процессах разрядки, занимающих от 1 до 5 секунд, значения мощности, выдаваемой маховичным аккумулятором, оказываются достаточно велики, то есть он вполне способен заменить обычную электрохимическую батарею.

4.4. Особенности расчета маховичного аккумулятора

Для решения поставленной задачи использования маховичного аккумулятора в мобильных роботах требуется спроектировать маховик небольших размеров, но способный запасать требуемое количество энергии.

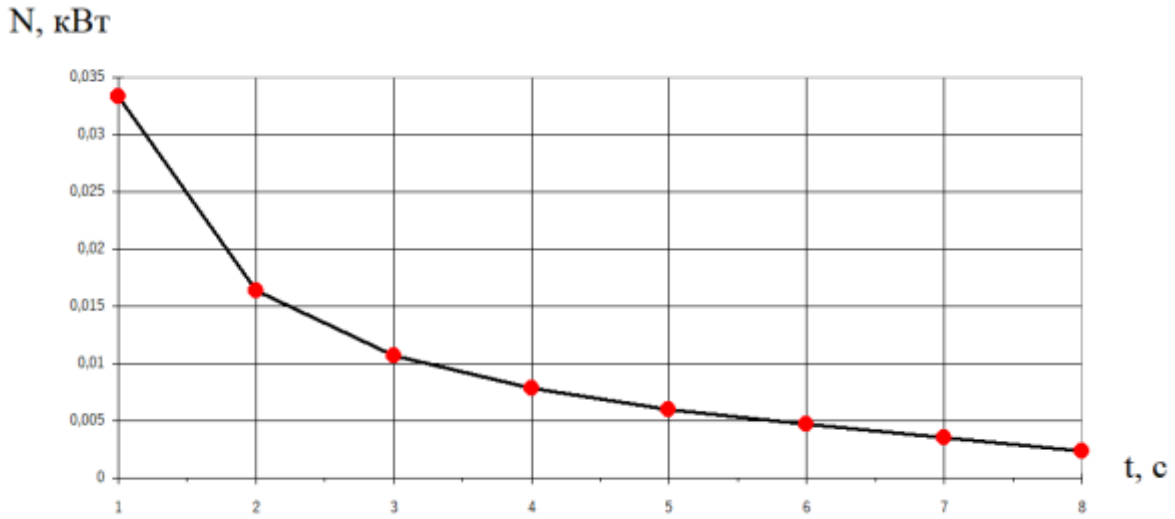


Рис. 1. Зависимость мощности, развиваемой маховичным аккумулятором энергии, от времени разрядки

На практике чаще используется сложная форма маховика, представляющая собой полый цилиндр, расположенный на валу. В таком случае момент инерции можно записать как:

$$I = \frac{mr^2}{2} = \frac{\pi \cdot h \cdot \rho}{2} \cdot \left(r_1^4 - r_2^4\right),$$

где r_1 – внешний радиус; r_2 – внутренний радиус.

Тогда запасаемую маховиком кинетическую энергию можно вычислить по формуле:

$$E = \frac{\pi \cdot h \cdot \rho}{4} \cdot \left(r_1^4 - r_2^4\right) \cdot \omega^2$$

Из уравнения следует, что для повышения запасаемой маховиком энергии необходимо увеличивать его радиус. Однако это приведет к

значительному увеличению габаритных размеров и массы, что в приводах мобильных роботов недопустимо. Другим возможным решением является повышение числа оборотов маховика, которое, прежде всего, ограничивается прочностью материала, из которого он изготовлен.

$$\omega_{\max} = \frac{2}{R} \cdot \sqrt{k \cdot \frac{\sigma}{\rho}},$$

где k – коэффициент, зависящий от формы маховика,
σ – предел прочности материала,
ρ – плотность материала.

Например, при радиусе маховика, равным 0,1м и выполненном из легированной стали, допустимое число оборотов будет достигать примерно 53000 оборотов в минуту. Если использовать алюминиевый сплав, то маховик может разогнаться до 70000 оборотов в минуту, а при титановом сплаве – до 86000 оборотов в минуту.

5. Исследования маховика в МГТУ им. Н.Э. Баумана

В МГТУ им. Н.Э. Баумана был спроектирован и изготовлен стенд для проведения экспериментальных исследований (рисунок 2). Схема экспериментальной моделирующей установки не имеет двигателя и датчиков скоростей звеньев. Измерение углов поворота маховика производилось с помощью ЭВМ после скоростной фотосъемки процесса движения механизма.

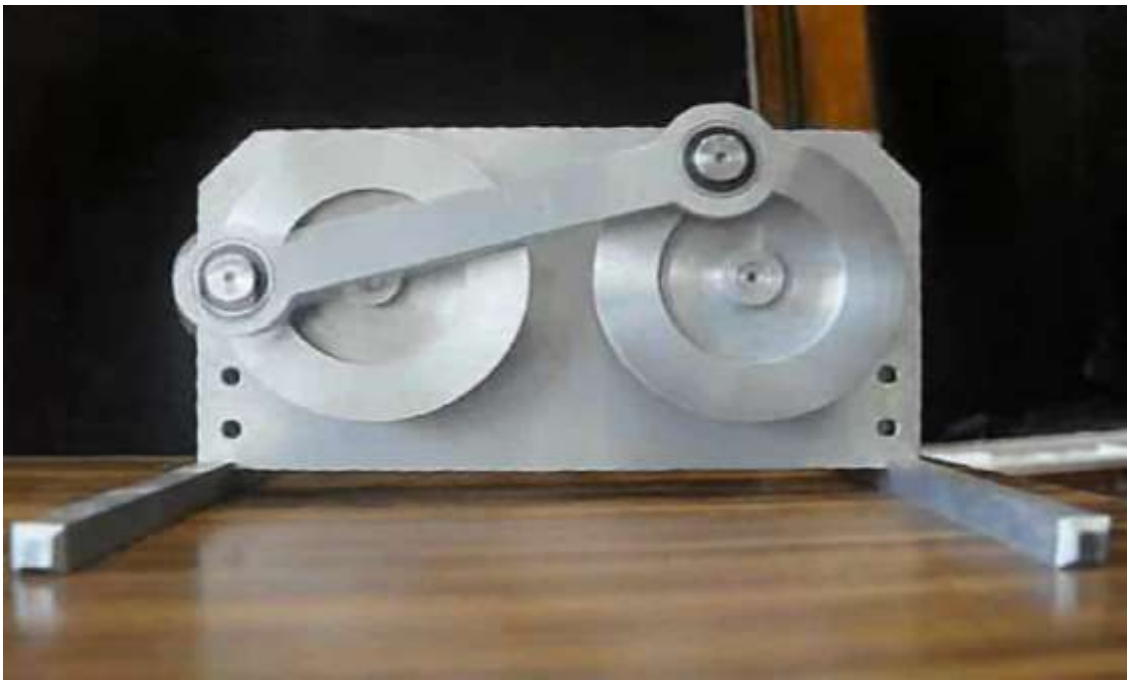


Рис. 2. Экспериментальный стенд

Маховики четырехшарнирного механизма осуществляют обмен энергии между собой за счет торможения одного и разгона другого. Запуск экспериментальной установки происходит путем приведения в движение одного из маховиков. Использование для этого индивидуального двигателя невозможно, так как движение маховиков является реверсивным с изменением направления вращения после остановки.

В эксперименте определялось угловое положение маховика, а передаточное отношение механизма определялось путем дифференцирования одного угла поворота маховика по другому углу, то есть

$$U_{12} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2}$$

Затем полученный расчетно-экспериментальным путем закон изменения передаточного отношения по углу поворота коромысла механизма сравнивается с расчетным передаточным отношением между двумя коромыслами четырехшарнирного механизма.

Начальный угол, соответствующий крайнему (мертвому) положению механизма (рис. 3), был принят за нуль. На каждом кадре из оси вращения маховика до центра крепления кривошипа была проведена линия, от которой проводился отсчет (см. рис. 3) угла поворота маховика.

После этого с шагом 0.04с производились замеры углов в каждом новом положении. Для этого в каждом последующем кадре проводилась линия, соединяющая ось вращения маховика с осью крепления кривошипа. Затем измерялся угол между линией нулевого положения и линией, отмечающей положение диска на каждом кадре, как показано на рисунках.

Полученные результаты обработки двух циклов эксперимента на ЭВМ представлены на рис. 4.

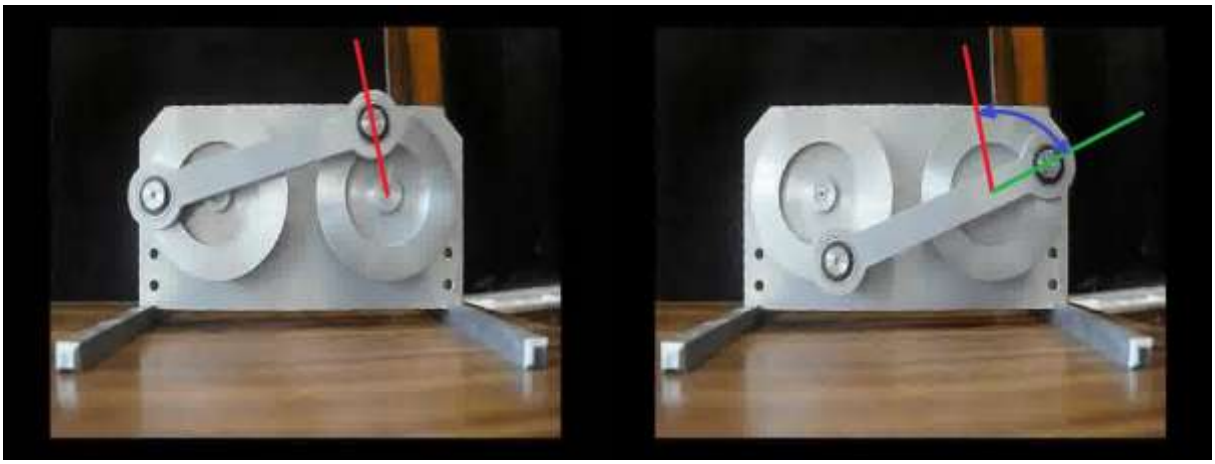


Рис. 3. Стадии обработки эксперимента на ЭВМ

По полученным расчетно-экспериментальным данным строятся графики наложенных друг на друга колебаний.

Отклонение полученных кривых от теоретических данных не превышают 8%, что вполне допустимо в инженерных расчетах. Таким образом, можно сделать заключение о возможности применения маховичного аккумулятора, которое подтверждаются проведенным экспериментом.

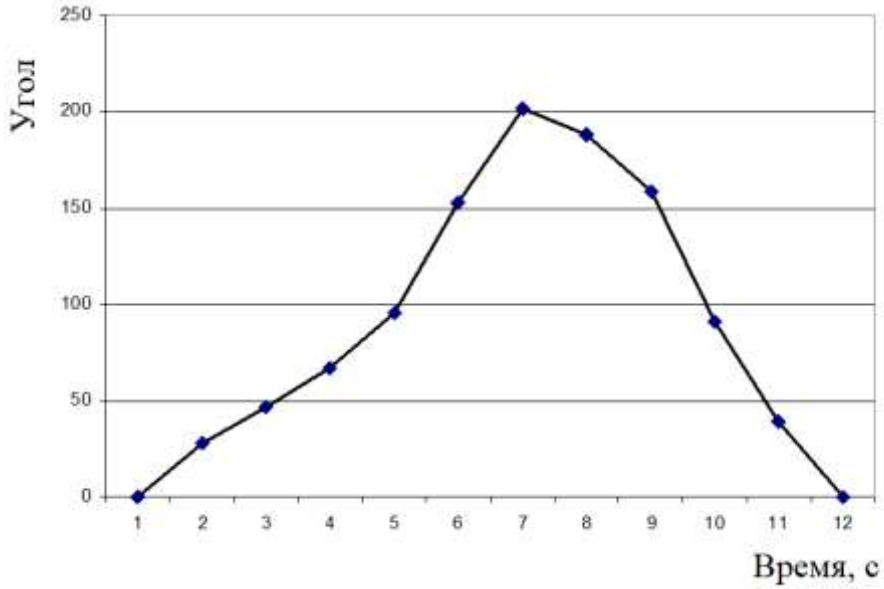


Рис. 4. Пример экспериментальных зависимостей колебаний маховика до проведения аппроксимации

Выводы:

1. Маховичные аккумуляторы энергии имеют целый ряд положительных качеств, таких как простота конструкции, низкие потери энергии, небольшие габариты, стоимость и массу.

2. Применение маховичного аккумулятора энергии позволяет снизить энергопотребление и повысить производительность мобильного робота.

3. При использовании маховичного аккумулятора в дополнении к электрохимической батарее, за счет снижения пиковых нагрузок при пусковых режимах возрастает долговечность работы электрического аккумулятора.

4. Возможность изготовления маховичного аккумулятора из титанового сплава или композитных материалов позволяет получать аккумулятор небольших габаритных размеров и массы, подходящий для применения в мобильных роботах.

5. Ресурс работы маховичного аккумулятора энергии по различным данным [14] достигает 15 лет беспрерывной работы, что значительно превышает возможности электрических аккумуляторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Гулиа Н.В. К расчету маховиков для механических аккумуляторов //Вестник машиностроения. 1965. №1. С. 35-38.
[2] Гулиа Н.В. Маховик и транспорт будущего //Наука и жизнь, 1973. №4. С. 17-24.
[3] Юдовский И.Д. Динамика и синтез маховичного лифта //Механика машин. АН СССР. 1983. Вып. 60. С 52 – 67.
[4] Гулиа Н.В. Удивительная механика. ЭНАС-КНИГА, 176с., 2013 г.
[5] https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20050228985
[6] https://wybor-battery.com/stati/ehkspluataciya-svincovo-kislotnyh-akkumulyatornyh-batarej-pri-otricatelnyh-temperaturah/
[7] N.N. Barbashov, I.V.Leonov, K.D.Sologub. Modeling of Dynamic and Economical Characteristics of Life-Saving Device with Flywheel Energy Storage// 2018 International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2018
[8] Korsunskiy V.A. Mathematical model of hydrostatic-mechanical drive for the flywheel energy storage // Proceeding of NAMI, 2017, no. 4 (271), pp. 38–45.
[9] Riley M.E., Pettingill J. Stochastic Modeling Of A High Speed Composite Flywheel For Energy Storage, ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress And Exposition, Imece 2018 Pittsburgh, PA, 09-15 ноября 2018 г.
[10] Mustafa E. Amiryar, Keith R. Pullen, A. Review of Flywheel Energy Storage System Technologies and Their Applications, Appl. Sci. 2017, 7, p. 286.
[11] Zhu, Tianjun & Wu, Y & Li, Bin & Zong, Changfu & Li, J. (2017). Simulation Research on the Start-stop System of Hybrid Electric Vehicle. Journal of Advances in Vehicle Engineering. 3. 55-64.
[12] https://newatlas.com/volvo-touts-mechanical-kers-technology-for-road-cars/18772/
[13] https://zen.yandex.com/media/dbk/supermahovik-superakkumuliator-5de7ab14c31e4900b1d1de2b
[14] https://www.eera-set.eu/wp-content/uploads/Kinetic-Energy-Storage-Based-on-Flywheels_EERA-report-2013.pdf

O.V.Egorova[1], N.N.Barbashov[2]

USE OF FLYWHEEL ENERGY STORAGE IN MOBILE ROBOTS

[1,2] Bauman Moscow State Technical University, Russia

Abstract

The paper considers the use of flywheel energy storage (FES) in mobile robots. One of the methods to improve the energy efficiency of mobile robots is the use of energy storage devices with energy recovery. Thus, the kinetic energy of the robot's moving parts during the braking mode is stored, and then can be used for acceleration when performing the next movement. In terms of the specific energy reserve per unit of weight, the flywheel energy storage effectively competes with the electric one, differing from it by a higher working life. Also, the FES characteristics do not degrade at low operating temperatures. The authors give recommendations on selection of the required parameters for FES design, including its shape and material from which the flywheel can be made.

Keywords: Mobile Robot, Flywheel Energy Storage, Efficiency, Titanium, Composite Materials

REFERENCES

[1] Gulia N.V.: K raschetu mahovikov dlya mehanicheskih akkumulyatorov. Vestnik machinostroenia 1, 35-38 (1965).
[2] Gulia N.V.: Mahovik i transport budushego. Nauka i gizn 4, 17-24 (1973).
[3] Yudovskiy I.D.: Dinamika i sintez mahovichnogo lifta. Mehanika machin 60, 52-67 (1983).
[4] Gulia N.V.: Udivitelnaya mehanika. ENAS-KNIGA, Moscow (2013).
[5] https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=20050228985, last accessed 2020/01/20.
[6] https://wybor-battery.com/stati/ehkspluataciya-svincovo-kislotnyh-akkumulyatornyhbatarej-pri-otricatelnyh-temperaturah, last accessed 2020/01/20.
[7] Barbashov N.N., Leonov I.V., Sologub K.D.: Modeling of Dynamic and Economical Characteristics of Life-Saving Device with Flywheel Energy Storage. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2018, part 1, pp.151-158. Russia, Moscow (2018).
[8] Korsunskiy V.A.: Mathematical model of hydrostatic-mechanical drive for the flywheel energy storage. Proceeding of NAMI 4(271), 38-45 (2017).
[9] Riley M.E., Pettingill J. Stochastic Modeling Of A High Speed Composite Flywheel For Energy Storage, ASME 2018 International Mechanical

Engineering Congress And Exposition, Imece 2018 Pittsburgh, PA, 09-15 ноября 2018 г.
[10] Mustafa E. Amiryar, Keith R. Pullen, A. Review of Flywheel Energy Storage System Technologies and Their Applications, Appl. Sci. 2017, 7, p. 286.
[11] Zhu, Tianjun & Wu, Y & Li, Bin & Zong, Changfu & Li, J. (2017). Simulation Research on the Start-stop System of Hybrid Electric Vehicle. Journal of Advances in Vehicle Engineering. 3. 55-64.
[12] https://newatlas.com/volvo-touts-mechanical-kers-technology-for-road-cars/18772/
[13] https://zen.yandex.com/media/dbk/supermahovik-superakkumuliator-5de7ab14c31e4900b1d1de2b
[14] https://www.eera-set.eu/wp-content/uploads/Kinetic-Energy-Storage-Based-on-Flywheels_EERA-report-2013.pdf

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-7
УДК 621.01

С.Ю.Лебедев[1], И.А. Груздев[2]

КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ОПТИМАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ЛИНИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ



[1] Сергей Юрьевич Лебедев
Тюменский индустриальный университет (ТИУ)
Россия, Тюмень
Тел.: +79199585191,
E-mail: lebedevsergey1995@gmail.com



[2] Игорь Андреевич Груздев
Тюменский индустриальный университет (ТИУ)
Россия, Тюмень
Тел.: +79091893318,
E-mail: gruzdev01@mail.ru

Аннотация

В работе предложен набор критериев работоспособности, используемых при оптимизационном синтезе передач, основанном на задании оптимальной формы линии зацепления. Приведены формулы для их вычисления, а также формулы для вычисления локальных качественных показателей через параметры линии зацепления, от которых зависят предложенные критерии работоспособности. Представлены начальные этапы создания средств отображения качественных показателей и критериев работоспособности передачи в пространстве плоского зацепления. Приведены выводы и дальнейший план работы.

Ключевые слова: оптимизационный синтез, цилиндрические передачи, оптимальная линия зацепления, критерии оптимизации.

Введение

Повышение нагрузочной способности (надежности) зубчатых цилиндрических передач является комплексной проблемой. Для ее

решения необходимо учитывать ряд критериев работоспособности передачи. Цель данной статьи – разработка набора критериев оптимизации для создания методики проектирования цилиндрических передач с высокой нагрузочной способностью, основанного на задании оптимальной формы линии зацепления. Суть методики, разрабатываемой в ТИУ[1-3], заключается в следующем: первоначально получить оптимальную форму линии зацепления, исходя из требуемых критериев передачи (контактной прочности, износостойкость и др.), и лишь затем найти сопряженные профили зубьев. Одним из первых методом поиска профилей зубьев, обеспечивающих заданный уровень одного из качественных показателей вдоль всей линии зацепления, был A. Lebeck [4,5]; в дальнейшем метод получил развитие на Украине в работах В.П. Шишова и его учеников [6-8]. Этот метод был положен в основу работ [9] по синтезу плоских зацеплений. Также при написании статьи были изучены материалы [10-20].

Система оптимизации

Задача оптимизации в проектировании зубчатых цилиндрических передач является многокритериальной, зависящих от нескольких взаимосвязанных критериев работоспособности, нередко «конфликтующих» между собой. Методика проектирования, основанная на задании оптимальной формы линии зацепления, подразумевает получение новой формы профилей сопряженных зубьев, т.е. новой геометрии зацепления. Из этого следует, что при оптимизации будут использоваться критерии работоспособности, зависящие от геометрии зацепления. К ним относятся следующие критерии: контактная прочность зубьев, абразивный износ, потери мощности на трение зубьев (КПД), тепловыделение на единицу площади трущихся поверхностей, толщина масляной пленки (для высоко нагруженных передач). Для решения задачи оптимизации необходима целевая функция нагрузочной способности передачи, которая свяжет необходимые критерии, формализует требования к передаче, позволит регулировать значимость каждого из критериев. Из этого заключаем, что целевая функция имеет вид:

$$F = \sum_{i=1}^{K} K_i \cdot F_i \rightarrow \max \qquad (1)$$

где K_i – весовые коэффициенты, задаваемые пользователем или выбираемые им из рекомендаций, заложенных в ПО ($\sum K_i = 1$); F_i – критерий работоспособности, вычисляемый компьютером через качественные показатели; i – число используемых пользователем критериев.

Также при оптимизации необходимо ввести систему ограничений. Полагаем, что система ограничений включает:
1) систему ограничений – неравенств

$$P_n > P_{n0}$$

где n – число ограничений-неравенств;
2) систему ограничений-равенств

$$Q_r = Q_{r0}$$

где r – число ограничений-равенств.

В качестве P_n и Q_r должны быть качественные показатели. Это смогут быть: толщины зубьев на различных диаметрах; минимальные значения радиусов кривизны поверхностей зубьев и приведенные (в зацеплении); условия контакта зубьев (углы давления, максимальные скорости скольжения зубьев и другие); коэффициент торцевого перекрытия, коэффициенты чувствительности передачи к межосевому расстоянию, коэффициенты виброактивности.

Критерии работоспособности

Под критериями работоспособности понимаем наиболее важные числовые качественные показатели, которые непосредственно используют при оценке работоспособности передач по различным критериям разрушения и износостойкости. И прежде всего те качественные показатели, которые должны войти в целевую функцию и функции ограничения при оптимизационном синтезе линии зацепления и сопряженных поверхностей зубьев.

Одним из главных критериев, относящимся к прочностным характеристикам передачи, являются контактные напряжения. Контактные напряжения зубьев вычисляем по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0{,}418 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{L \cdot \rho_\Sigma}} \qquad (2)$$

где F – нормальная сила, действующая в зубчатом зацеплении, Н; E – модуль упругости; L – длина контактной линии; ρ_Σ – приведенный радиус кривизны.

Абразивный износ (скорость изнашивания), от которого существенно зависит износостойкость передачи, вычисляем по формуле [6]:

$$\gamma = K_и \sigma_H V^{(12)} \qquad (3)$$

где $K_и$ – коэффициент изнашивания; $V^{(12)}$ – относительная скорость.

Также необходимо учитывать, что от геометрии зацепления зависит КПД передачи. Учитывая этот фактор, в целевую функцию входит коэффициент потери мощности на трение зубьев, вычисляемые через базовые локальные показатели [10] по формуле:

$$\psi = fV^{(12)}/V^{(2)}\left(cos\gamma_{21} + f\frac{\left(V^{(1)}\right)^2 + \left(V^{(12)}\right)^2 - \left(V^{(2)}\right)^2}{2V^{(12)} \cdot V^{(2)}}\right) \qquad (4)$$

где f – коэффициент трения; $V^{(1)}, V^{(2)}$ – абсолютная скорость точки на первом и втором звене, соответственно; γ_2 – угол давления в прямом направлении.

Влияние нагрева на износостойкость по заеданию, толщину масляной плёнки, и теплостойкость передачи также может быть значительным. Ввиду этого, одним из критериев, включенным в целевую функцию, является тепловыделение на единицу площади трущихся поверхностей, вычисляемые по формуле:

$$Q_P = \psi \cdot P_K \qquad (5)$$

где P_K – мощность, передаваемая окрестностью данной точки контакта.

Геометрия зацепления также влияет на условие смазки. Этот критерий важен при проектировании высоконагруженных передач (авиационное двигателестроение), т.к. возникновение на контактирующих поверхностях зубьев граничного трения (толщина масляной пленки менее 0,1 мкм) способствует снижению силы трения по сравнению с трением без смазочного материала в 2…10 раз и уменьшает износ сопряженных поверхностей в сотни раз [12]. Для расчета толщины масляной пленки в точке контакта используем формулу [13]:

$$h_{мс} = \frac{3{,}17 \cdot (\mu_0\left(V^{(1)} + V^{(2)}\right))^{0{,}75} \cdot \alpha_м^{0{,}6}}{K_0^{0{,}15} \cdot k_\Sigma^{0{,}4}} \qquad (6)$$

где μ_0 – динамическая вязкость смазки; $\alpha_м$ – пьезокоэффициент вязкости смазки; K_0 – гидродинамическая грузоподъёмность единицы длины цилиндра при учете зависимости вязкости масла от давления; k_Σ – приведенная кривизна ($k_\Sigma = 1/\rho_\Sigma$).

Проанализировав формулы (2-6), заключаем, что функции контактных напряжений, абразивного износа, тепловыделения на единицу площади трущихся поверхностей, коэффициент потери мощности на трение зубьев стремятся к минимуму, а функция толщины масляной пленки – к максимуму. Все функции зависят от локальных качественных показателей

зацепления: приведенный радиус кривизны (или приведенная кривизна), относительная скорость, абсолютная скорость точки на первом и втором звене, углы давления.

Качественные показатели

Под качественными показателями пространственных зацеплений понимаем все *числовые* параметры, которые используются при оценке условий взаимодействия двух касающихся тел. Их делим на:

1) Основные локальные инварианты (их первоначально [10] было 13, затем возросло до 16 [11]) Пример, ω_n – относительная угловая скорость верчения поверхностей.

2) Локальные условия касания. Их много десятков (геометрические, кинематические и другие). Есть для зацеплений станочных, в высших парах механизмов, универсальные. Все их можно вычислить через основные инварианты [10,11]. Примеры: R_Σ – приведённый радиус кривизны (универсальный); σ_H – контактные напряжения (в передачах).

3) Глобальные показатели (для зацеплений, зубчатых звеньев и др.). Их часто вычисляют через локальные условия: усредняя, находя экстремумы и т. п. Пример: максимальные напряжения σ_H и σ_F. В статье приводим формулы для вычисления качественных показателей, используемых при поиске оптимальных линий зацепления. Но только тех показателей, для которых формулы не были известны и которые вычисляем через параметры линии зацепления (Рис. 1), когда сами профили зубьев еще не известны. Это необходимо, т. к. в методике [1-3] качественные показатели анализируют в пространстве плоского зацепления [14] и вначале синтезируют оптимальную линию зацепления, и лишь затем находят сопряженные профили зубьев. Рассматриваем только качественные показатели плоских зацеплений

Радиусы кривизны:

1) радиус кривизны профиля производящей рейки в точке контакта[2]

$$\rho_0 = -WK \cdot \left(1 + \frac{tan\,\alpha}{tan\,\lambda}\right) \qquad (7)$$

где WK – расстояние от полюса зацепления до точки контакта; α – угол зацепления; λ– угол между контактной нормалью KW и касательной $\boldsymbol{\tau}$ к линии зацепления (Рис. 1).

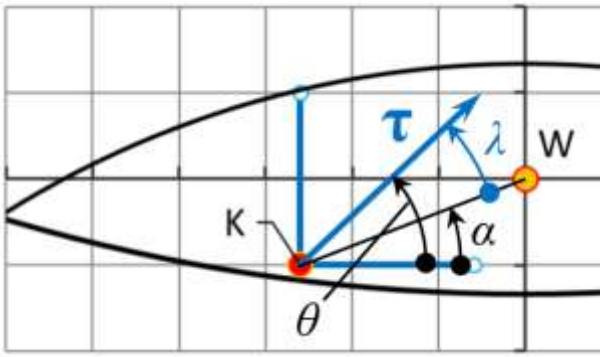


Рис. 1 Параметры линии зацепления: W – полюс зацепления; K – точка контакта; α – угол между общей нормалью **n** к профилям в точке K их касания и осью X_W; θ – угол наклона касательной $\boldsymbol{\tau}$ к линии зацепления; λ – угол между контактной нормалью KW и касательной $\boldsymbol{\tau}$ к линии зацепления

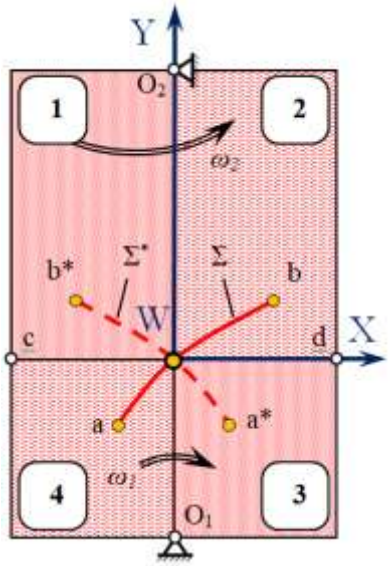


Рис. 2. Главная система координат XWY: W – полюс зацепления; ω_1, ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса, соответственно; Σ (Σ*) – линия зацепления; a, b (a*, b*) – границы линии зацепления.

2) радиус кривизны профиля в точке контакта (формулы выведены из уравнения Эйлера-Савари)
шестерни

$$\rho_1 = \frac{r_{w1} \cdot \sin\alpha \cdot (\rho_0 + sign(x_K) \cdot WK)}{(\rho_0 + sign(x_K) \cdot WK) - r_{w1} \cdot \sin\alpha} + sign(x_K) \cdot WK \qquad (8а)$$

колеса

$$\rho_2 = \frac{r_{w2} \cdot \sin\alpha \cdot (\rho_0 - sign(x_K) \cdot WK)}{(\rho_0 - sign(x_K) \cdot WK) - r_{w2} \cdot \sin\alpha} - sign(x_K) \cdot WK \qquad (8б)$$

где r_{w1}, r_{w2} – радиусы кривизны центроид в полюсе зацепления (радиусы начальных окружностей); x_K – координата точки контакта по оси X (Рис. 2).
3) приведенный радиус кривизны[14]

$$\rho_\Sigma = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \qquad (9)$$

Относительная скорость (скорость скольжения)

$$V^{(12)} = |\omega_{12}| \cdot WK \qquad (10)$$

где $\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2$ – угловая скорость в относительном движении профилей зубьев шестерни и колеса; ω_1, ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса, соответственно.

Абсолютная скорость точки контакта
шестерни

$$V^{(1)} = \omega_1 \cdot O_1K \tag{11а}$$

колеса

$$V^{(2)} = \omega_2 \cdot O_2K \tag{11б}$$

где O_1K, O_2K – расстояние от оси вращения шестерни и колеса до точки контакта, соответственно.

Угол давления
в обратном направлении

$$\gamma_{12} = -arcsin\,(y_K/WK) - arcsin\,(x_K/O_1K) - arctg(f) \tag{12а}$$

в прямом направлении

$$\gamma_{21} = -arcsin\,(y_K/WK) + arcsin\,(x_K/O_2K) + arctg(f) \tag{12б}$$

где y_K – координата точки контакта по оси Y (Рис. 2).

При использовании ПО для проектирования передач, в котором будет реализована методика проектирования цилиндрических передач, основанная на задании оптимальной линии зацепления, пользователю необходимо будет анализировать, как изменяются качественные показатели по всему пространству зацепления, и наблюдать за их изменением вдоль линии зацепления и профилей зубьев. Поэтому важно проработать вопрос отображения в интерфейсе ПО, как качественных показателей, так и критериев работоспособности передачи. А также значений целевой функции и ограничений.

Отображение качественных показателей и критериев работоспособности передачи

Используемые качественные показатели можно разделить на два типа:

1) зависящие от положения точки на линии зацепления (x_K, y_K);

2) зависящие от положения точки на линии зацепления (x_K, y_K) и от направления касательной к линии зацепления (θ).

К первому типу относятся относительная и абсолютные скорости, углы давления, ко второму – радиусы кривизны. В работе [2] доказано, что через эти 3 параметра можно найти все кривизны в плоском зацеплении, что отражено и в формулах (7-9). Показатели первого типа, а также

зависящие только от них критерии работоспособности можно отображать в пространстве зацепления, используя аксонометрическое изображение, линии равного уровня одного показателя, динамические блокирующие контуры [10]. Отображение же радиусов кривизны, и зависящих от них критериев работоспособности, на неподвижной плоскости реализовать сложнее, т.к. необходимо отображать в наглядной форме одновременно значение критерия работоспособности и параметры x_K, y_K, θ (т.е. функцию трёх переменных на двумерной плоскости).

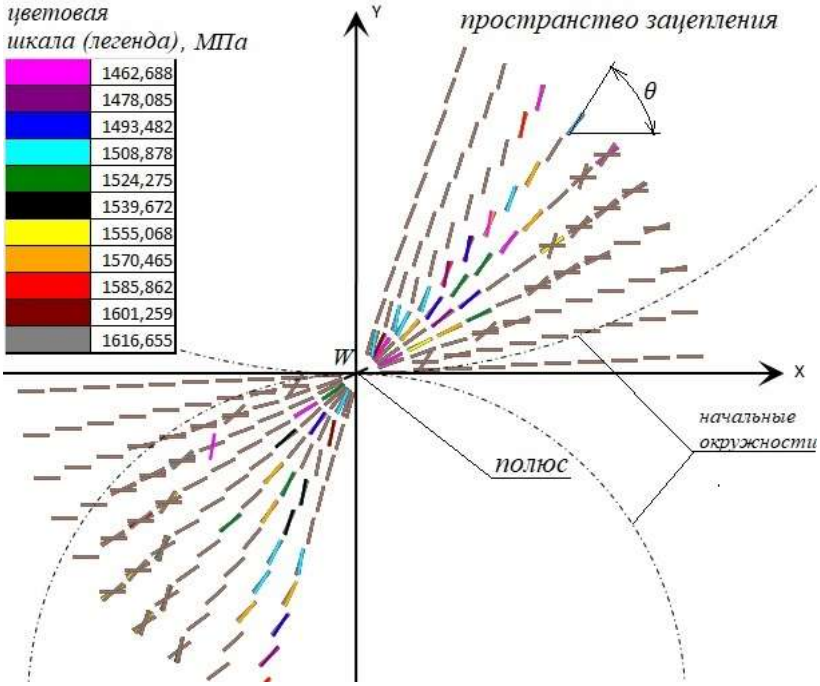


Рис. 3. Контактные напряжения в пространстве зацепления, найденные через параметры x_K, y_K, θ

Для решения этой задачи был создан программный модуль, который отображает (Рис. 3) в пространстве зацепления контактные напряжения (цвет черточки), параметр θ (угол наклона черточки) и параметры x_K, y_K (положение черточки относительно осей X и Y). Угол наклона модуль определяет численным методом через функцию (формулы 2,7-9) зависимости напряжений от угла наклона касательной в данной точке пространства. Напряжение для искомого угла задается равным произведению полюсного напряжения и необходимого коэффициента изменения напряжения в точках, либо вручную пользователем. Частота и интервал между черточками по всему пространству плоского зацепления также задается пользователем. Цветовая шкала напряжения изображена в левом верхнем углу на рис. 3.

При анализе качественных показателей синтезированной линии зацепления и сопряженных профилей можно использовать графики зависимости (Рис. 4) показателей от одного аргумента (расстояние вдоль линии зацепления или профиля зуба).

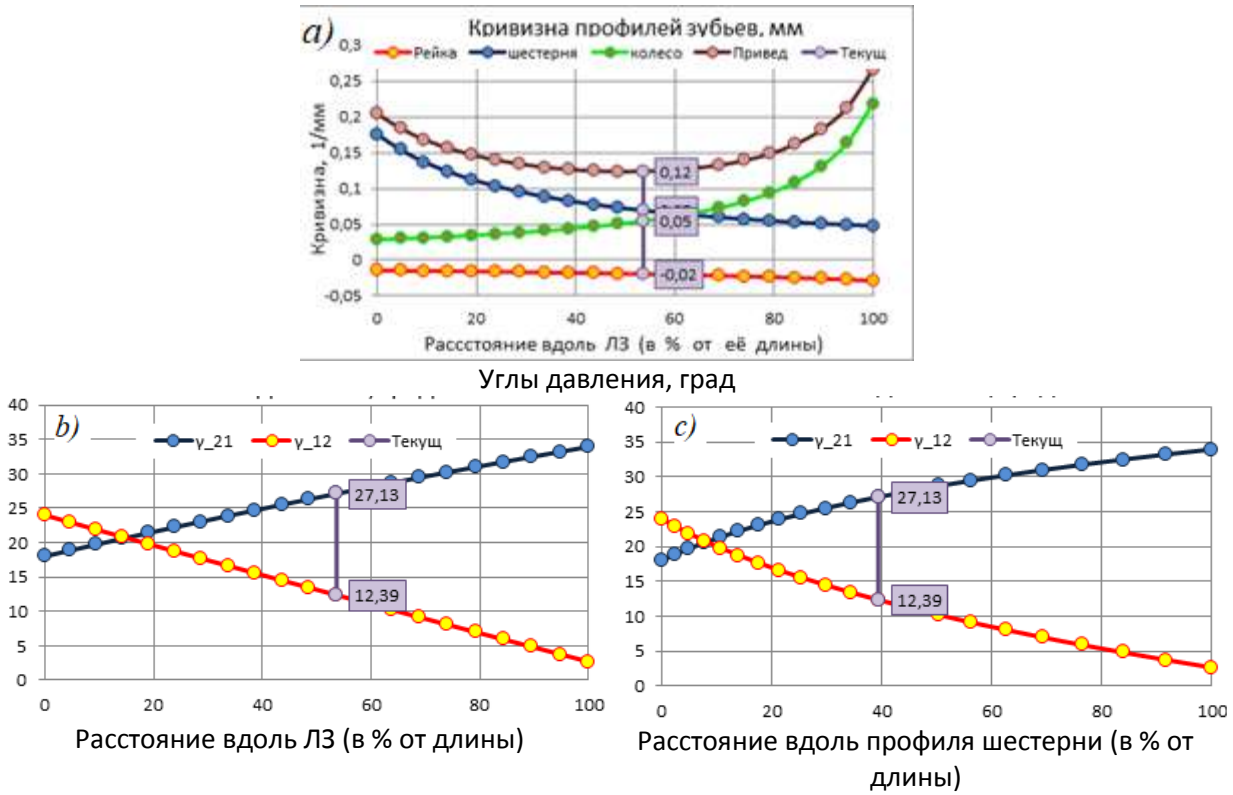


Рис.4. Графики зависимости показателей:
a) кривизна профилей вдоль линии зацепления (в % от длины); b) углы давления в прямом и обратном направлении вдоль линии зацепления (в % от длины); c) углы давления в прямом и обратном направлении профиля шестерни (в % от длины)

Для более удобного анализа графики изменения показателей отображают значение в точке контакта («Текущ»), которое изменяется вместе с перемещением профилей вдоль ЛЗ.

Выводы

1. Предложен набор критериев оптимизации для создания методики проектирования цилиндрических передач с высокой нагрузочной способностью, основанного на задании (или поиске) оптимальной формы линии зацепления; приведены необходимые расчетные формулы для их вычисления.
2. Представлены начальные этапы разработки средств отображения в интерфейсе ПО для проектирования передач с высокой нагрузочной способностью, в котором будет реализована методика проектирования цилиндрических передач, основанная на задании оптимальной линии зацепления.
3. Следующий этап работы: создание алгоритмов, процедур (на основе представленных формул), программных модулей и разработка интерфейса ПО для проектирования передач с высокой нагрузочной способностью, основанного на задании оптимальной формы линии зацепления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] D.T. Babichev, S.Yu. Lebedev, D.A. Babichev. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section / International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 12 N. 9. – 2018. pp. 762-770. DOI: 10.15866/ireme.v12i9.15580

[2] Бабичев Д.Т., Лебедев С.Ю., Бабичев Д.А. Основы проектирования цилиндрических передач при первоначальном синтезе оптимальной линии зацепления в торцовом сечении / Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 7-й Международ. научно-практич. конф.- СПб.: Изд-во политех. ун-та, - 2018. 681-692 с.

[3] D.T. Babichev, S.Yu. Lebedev, D.A. Babichev. Determination of conjugated profiles of teeth in cylindrical gears, knowing meshing line in face section / Advanced in Mechanical Engineering. Springer. 2019. pp. 91-108. DOI: 10.1007/978-3-030-11981-2_9

[4] Lebek, A.O. Synthesis of Tooth Profiles and Gears for Increased Load Capacity Based Upon Hertz Surface Pressure Considering Contact Ratio and Bending Strength. // Unpublished Ph. D. Dissertation, University of Illinois, Urbana, Illinois, 1968.

[5] Lebek, A.O., Radzimovsky E.I. The synthesis of profile shapes and spur gears of high load capacity // Trans. ASME, 1970, B 92, №3, p. 543-551.

[6] Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408 с.

[7] Шишов В.П., Носко П.Л., Величко Н.И., Карпов А.П. Высоконагруженные винтовые зубчатые передачи: Монография. – Луганск: Изд-во СНУ им. В.Даля, 2009. – 240с.

[8] Шишов В.П., Муховатый А.А. Зубчатые передачи с высокими значениями критериев работоспособности / Теория и практика зубчатых передач: сборник трудов Междунар. симпозиума. Научный редактор В. И. Гольдфарб. 2014. С. 110-114.

[9] Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А. Основы концепции синтеза рабочих поверхностей зубьев цилиндрических передач, обладающих заданной контактной прочностью / Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 2-й Междунар. научно-практич. конф. .- СПб.: Изд-во политех. ун-та. – 2012. с. 150-160.

[10] Бабичев Д.Т. Вопросы исследования геометрии и кинематики пространственных зацеплений: Диссертация … канд. техн. наук. – Свердловск-Новочеркасск, 1971. – 142 с.

[11] D. Babichev and M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science. – Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90. ISSN 2211-0984 ISSN 2211-0992 (electronic); DOI 10.1007/978-3-319-60399-5.

[12] Полюшкин Н.Г. Основы теории трения, износа и смазки: учеб. пособие. Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2013. – 192 с.
[13] Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. – 304 с.
[14] Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ.высш.учеб. заведений / [М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семёнов, А.В. Слоущ] – 3-е изд., испр. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 560 с.
[15] Лагутин С.А. Пространство зацепления и его элементы. №4. – Машиноведение. 1987. – с. 69–73.
[16] Крюков В.А., Нгуен З.Т., Плясов А.В. Геометрический синтез четырехзвенной зубчатой передачи со связанными колесами / Проблемы машиноведения: материалы III Междунар. науч.-техн. конф.. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2019. Т. 1. С. 139-144.
[17] Lyashkov A.A., Reinhard A.J., Murashev G.E. Geometric and computer modeling of forming the gear wheels with elliptical centroid. Journal of Physics: Conference Series 2019. DOI:10.1088/1742-6596/1260/11/112018
[18] A.N. Evgrafov, G.N. Petrov. Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs, Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 31-37, 2016. DOI: 10.1007/978-3-319-29579-4_4
[19] K.V. Eliseev, Contact Forces Between Wheels and Railway Determining in Dynamic Analysis. Numerical Simulation, Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 61-70, 2018. DOI: 10.1007/978-3-319- 72929-9_8.
[20] K.P. Manzhula, A.Y. Shlepetinskii, Stress and strain concentration in weld-joint flaws. Russian Engineering Research. 36(9), pp. 722-726, 2016. DOI: 10.3103/S1068798X16090148.

S.Yu. Lebedev[1], I.A. Gruzdev[1]

OPTIMIZATION CRITERIA FOR ENGINEERING CYLINDRICAL GEARS WITH OPTIMAL MESHING LINES

[1]Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

Abstract

The paper proposes a set of performance criteria used in the optimization synthesis of gears, based on setting the optimal shape of meshing line. Formulas are given for their calculation, as well as formulas for calculating local quality indicators through the parameters of the line of engagement, on which the

proposed performance criteria depend. The initial stages of creating means for displaying quality indicators and transmission performance criteria in a flat mesh space are presented. Conclusions and a further work plan are presented.

Key words: optimization synthesis, cylindrical gears, optimal meshing line, optimization criteria.

REFERENCES

[1] D.T. Babichev, S.Yu. Lebedev, D.A. Babichev. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section / International Review of Mechanical Engineering (IREME), Vol. 12 N. 9. – 2018. pp. 762-770. DOI: 10.15866/ireme.v12i9.15580

[2] Babichev D.T., Lebedev S.Y., Babichev D.A. Basics of designing cylindrical gears during the initial synthesis of the optimal meshing line at face section / D. T. Babichev, D. A. Babichev, S. Yu. Lebedev / Advanced mechanical engineering: Science and education. Materials of the 7th International. scientific and practical conf. - SPb .: Polytechnic Publishing House. University, - 2018. Pp 681-692. (rus.)

[3] Dmitry T. Babichev, Sergey Yu. Lebedev, Denis A. Babichev. Determination of conjugated profiles of teeth in cylindrical gears, knowing meshing line in face section / Advanced in Mechanical Engineering. Springer. 2019. pp. 91-108. DOI: 10.1007/978-3-030-11981-2_9

[4] Lebek, A.O. Synthesis of Tooth Profiles and Gears for Increased Load Capacity Based Upon Hertz Surface Pressure Considering Contact Ratio and Bending Strength. // Unpublished Ph. D. Dissertation, University of Illinois, Urbana, Illinois, 1968.

[5] Lebek, A.O., Radzimovsky E.I. The synthesis of profile shapes and spur gears of high load capacity // Trans. ASME, 1970, B 92, №3, p. 543-551.

[6] Shishov V.P., Nosko P.L., Fil P.V. Theoretical foundations of gear synthesis gearing. - Lugansk: SNU them. Dalia, 2006 .-- 408 p. . (rus.)

[7] Shishov V.P., Nosko P.L., Velichko N.I., Karpov A.P. Highly loaded helical gears: Monograph. - Lugansk: Publishing house of SNU named after V. Dalya, 2009 . - 240 p. . (rus.)

[8] Shishov V.P., Flies A.A. Gears with high performance criteria / Theory and practice of gears: proceedings of the International Symposium. Scientific editor V.I. Goldfarb. 2014. Pp. 110-114. . (rus.)

[9] Babichev D.T., Storchak M.G., Babichev D.A. Fundamentals of the concept of the synthesis of the working surfaces of the teeth of cylindrical gears with a given contact strength / Advanced mechanical engineering: Science and education. Materials of the 2nd International. scientific and practical conf. - SPb .: Polytechnic Publishing House. University. - 2012. Pp. 150-160. (rus.)

[10] Babichev D.T. Research questions of geometry and kinematics of spatial links: The dissertation ... cand. tech. sciences. - Sverdlovsk-Novocherkassk, 1971. - 142 p.
[11] D. Babichev and M. Storchak. Quality Characteristics of Gearing / Mechanisms and Machine Science. – Springer, Switzerland. 2018. pp. 73-90. ISSN 2211-0984 ISSN 2211-0992 (electronic); DOI 10.1007/978-3-319-60399-5.
[12] Polyushkin N.G. Fundamentals of the theory of friction, wear and lubrication: textbook. allowance. Krasnoyarsk. state agrarian. un-t - Krasnoyarsk, 2013 .-- 192 p. (rus.)
[13] Codnir D.S. Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts. M .: Mechanical Engineering, 1976 .-- 304 p. (rus.)
[14] Theory of mechanisms and machines: textbook. allowance for students of higher education. institutions / [M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slushch] - 3rd ed., Rev. - M.: Publishing Center "Academy", 2008. - 560 p. (rus.)
[15] Lagutin S. A. Meshing space and its elements. №4. – Mashinovedeniye. 1987. pp. 69–73. (rus.)
[16] Kryukov V.A., Nguyen Z.T., Plyasov A.V. Geometric synthesis of a four-link gear with coupled wheels / Problems of mechanical engineering: materials of the III Intern. scientific and technical conf. - Omsk: Publishing House of Omsk State Technical University, 2019.V. 1.Pp. 139-144. (rus.)
[17] Lyashkov A.A., Reinhard A.J., Murashev G.E. Geometric and computer modeling of forming the gear wheels with elliptical centroid. Journal of Physics: Conference Series 2019. DOI:10.1088/1742-6596/1260/11/112018
[18] A.N. Evgrafov, G.N. Petrov. Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs, Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 31-37, 2016. DOI: 10.1007/978-3-319-29579-4_4
[19] K.V. Eliseev, Contact Forces Between Wheels and Railway Determining in Dynamic Analysis. Numerical Simulation, Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 61-70, 2018. DOI: 10.1007/978-3-319- 72929-9_8.
[20] K.P. Manzhula, A.Y. Shlepetinskii, Stress and strain concentration in weld-joint flaws. Russian Engineering Research. 36(9), pp. 722-726, 2016. DOI: 10.3103/S1068798X16090148.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-8
УДК 004.942; 531.391.5; 681.5.03; 681.5.08

Г.И. Мельников[1], В.Г. Мельников[2,1], Н.А. Дударенко[1], В.В. Талапов[1]

МЕТОД ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО НЕРАВЕНСТВА В ОЦЕНКЕ РЕШЕНИЙ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ В ОКРЕСТНОСТИ НУЛЯ ФАЗОВОГО ПРОСТРАНСТВА



[1]Геннадий Иванович Мельников,
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 232-0243, E-mail: melnikov@mail.ifmo.ru.



[2,1]Виталий Геннадьевич Мельников,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 328-8282, E-mail: Melnikov_VG@pers.spmi.ru.
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 232-0243, E-mail: melnikov@mail.ifmo.ru



[1]Наталия Александровна Дударенко,
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 595-4128, E-mail: dudarenko@mail.ifmo.ru.



[1]Владислав Валерьевич Талапов
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 8-921-929-7104, E-mail: talapov_v_v@mail.ru

Аннотация

Рассматривается система дифференциальных уравнений в форме Коши, содержащая однородные линейные и кубические формы

относительно фазовых переменных и малые возмущающие функции. Система трактуется как многочленная динамическая система при постоянно действующих возмущениях. Предлагается метод построения нелинейного экспоненциального дифференциального неравенства для квадратичной функции Ляпунова и квадратичного неравенства. В результате интегрирования экспоненциального дифференциального неравенства получены оценка функции Ляпунова функцией времени и начальных условий и оценки модулей фазовых переменных.

Ключевые слова: система нелинейных дифференциальных уравнений, фазовые переменные, однородные кубические и линейные формы, окрестность нуля фазового пространства, устойчивость движения, функция Ляпунова, дифференциальные уравнения сравнения, квадратичное дифференциальное неравенство, экспоненциальное дифференциальное неравенство, функциональные оценки решений.

Поддержка исследований. Работа написана при поддержке гранта РФФИ 19-38-90290 и гранта правительства Российской Федерации 08-08.

Введение

Рассматривается нелинейная динамическая система представленная системой дифференциальных уравнений в форме Коши, которая содержит линейные однородные формы относительно фазовых переменных, однородные кубические формы, а также функции постоянно действующих возмущений. Для исследования линейных систем Н.Н. Красовский [1] и другие авторы разработали метод линейных дифференциальных неравенств с определенно-положительными функциями Ляпунова [2–8] для нелинейных систем [9, 10]. Аналитическое либо численное интегрирование линейных и нелинейных дифференциальных неравенств, построенных для определенно-положительных функций, приводит к оценкам фазовых координат функциями времени и начальных условий. Оценки носят достаточный характер, их можно уточнить посредством построения и интегрирования более точных дифференциальных неравенств. В работе [8] предложена теорема об устойчивости движения, основанная на различных нелинейных дифференциальных неравенствах для функций Ляпунова. К настоящему времени метод дифференциальных неравенств в теории устойчивости получил существенное развитие в трудах [2-4] и др.

В данной работе предлагаются оценки практической устойчивости переходных процессов на базе интегрируемых в квадратурах дифференциальных неравенств, содержащие функции Ляпунова и экспоненциальные функции. Неравенства аналитически интегрируются и приводят к количественным и качественным оценкам переходных процессов. Эти оценки характеризуют устойчивость динамических с

нелинейными многочленными характеристик. Возможно применение данного метода количественных и качественных оценок переходных процессов к обобщенным уравнениям возмущенного движения, содержащим нелинейные функции в виде степенных рядов.

Постановка задачи

Рассмотрим многочленную систему дифференциальных уравнений в форме Коши, удовлетворяющую условиям существования и непрерывности решений, имеющую вид

$$\dot{\mathbf{x}} = Ax + X(x) + \mathbf{F}(t, x) \tag{1}$$

Здесь x – вектор-столбец фазовых переменных, $X(x)$ – вектор-столбец однородных многочленов третьей и пятой степеней со столбцовыми коэффициентами, $\mathbf{F}(t, x)$ – вектор-столбец малых постоянно действующих возмущений, A– матрица постоянных коэффициентов линейной части системы

$$x = [x_1,..., x_n]^T, A = [a_{ij}]_1^n, \mathbf{F}(t,x) = [F_1(t,x),..., F_n(t,x)]^T, X = [X_1(x),..., X_n(x)]^T \tag{2}$$

$$X_s = \sum_{\nu_1+\nu_2+...+\nu_n=3}^{5} p^s_{\nu_1...\nu_n} x_1^{\nu_1} ....x_n^{\nu_n} = \sum_{\|\nu\|=3}^{5} p_\nu x^\nu, p_\nu = [p_\nu^1,..., p_\nu^n]^T \tag{3}$$

Динамическая система (1)-(3) задана в малой окрестности $\overline{D}$ нуля фазового пространства:

$$\overline{D} = \{x : |x_s| \le h_s, s = 1,..., n], x_0 \in \overline{D}_0 \subset D \tag{4}$$

Предполагаем, что все собственные значения $\lambda_1,..., \lambda_n$ матрицы A имеют отрицательные вещественные части, меньшие некоторой отрицательной константы α:

$$\lambda_s = \alpha_s + i\beta_s, \alpha_{s-1} \le \alpha_s < \alpha < 0, s = 1,..., n \tag{5}$$

Имеем спектр собственных значений матрицы A

$$S = \{\lambda_s = \alpha_s + i\beta_s, \alpha_s \le \alpha < 0, s = 1,..., n\} \tag{6}$$

причем $\lambda_1 = \alpha_1 + i\beta_1$ обозначает корень с наибольшей вещественной частью. Системе (1) сопоставляем невозмущенную систему с переменными ξ, а также - линейную систему с переменным $\tilde{x}$

$$\dot{\xi} = A\xi + X(\xi) \tag{7}$$

$$\dot{\tilde{x}} = A\tilde{x} \tag{8}$$

Формирование квадратичного и экспоненциального дифференциальных неравенств относительно функции Ляпунова

Пусть для системы (1) выбрана функция Ляпунова $V(x)$ в виде определенно-положительной однородной квадратичной формы с постоянной квадратной матрицей L

$$V = \frac{1}{2} x^T L x, L = [l_{ij}]_1^n, \tag{9}$$

Она в соответствии с методом Ляпунова выбирается на основе определенно-отрицательной квадратичной формы

$$W^{(2)}(x) = x^T \mathbf{B} x, \mathbf{B} < 0. \tag{10}$$

Введем в рассмотрение область $G(h)$ в окрестности нуля, задаваемую неравенством вида $V \le h^2$.

$$\overline{G}(h) = \{V(x_1 .. x_n), h : V(x_1 .. x_n) \le h^2\} \subset \overline{D}, \tag{11}$$

где h – назначаемая положительная константа.

В области $\overline{D}$, и в области $\overline{G}(h)$ функция V удовлетворяет дифференциальному уравнению

$$\dot{V} = \sum_{j=1}^{n} \frac{\partial V}{\partial x_j} \dot{x}_j = \frac{\partial V}{\partial x^T} \dot{x} = \frac{\partial V}{\partial x^T} (Ax + X(\mathbf{x}) + \mathbf{F}(t)), \frac{\partial V}{\partial x^T} = [\frac{\partial V}{\partial x_1}, \ldots, \frac{\partial V}{\partial x_n}] \tag{12}$$

Уравнение (12) содержит три составляющие: однородный квадратичный многочлен от фазовых переменных q_s, однородный многочлен четвертой степени и линейный многочлен с переменными коэффициентами:

$$\dot{V} = W^{(2)}(x) + W^{(4)}(x) + W^{(1)}(x,t) \tag{13}$$

при

$$W^{(2)}(x) = \sum_{\nu_1 + \ldots + \nu_n = 2} p^{(2)}_{\nu_1, \ldots, \nu_n} x_1^{\nu_1} \ldots x_n^{\nu_n} = \sum_{\|\nu\| = 2} p^{(2)}_{\nu} x^{\nu}; \tag{14}$$

$$W^{(4)}(x) = \sum_{\|\nu\| = 4} p^{(4)}_{\nu} x^{\nu} = \frac{\partial V}{\partial x^T} X(x), W^{(1)}(x,t) = \frac{\partial V}{\partial x^T} F(x)$$

Определенно-отрицательную квадратичную форму $W^{(2)}(x)$ можно мажорировать определённо-отрицательной формой вида $(-aV)$ при $a > 0$ по методу А.Д. Горбунова [7], [9]. Линейную малую функцию $W^{(1)}$ малых возмущений оценим в области $\overline{D}$ (4) малой функцией времени $f(t)$, либо малой константой, используя условие вида $|x_j| \le c_j$, $j = 1, \ldots, n$.

Однородную форму четвертой степени $W^{(4)}(x)$ оцениваем формой четвертой степени вида (bV^2) с положительной константой b.

Подставив эти оценки в дифференциальное уравнение (13), получаем нелинейное квадратичное дифференциальное неравенство для определенно-положительной функции V

$$\dot{V} \le -aV + bV^2 + f(t), \text{при } V \le h, a > 0, b > 0, f(t) \ge 0, \tag{15}$$

с дифференциальным уравнением сравнения вида Рикатти

$$\dot{u} = -au + bu^2 + f(t), \text{при } u \ge 0, a > 0, b > 0, f(t) \ge 0. \tag{16}$$

Неравенство (15) и уравнение (16) не интегрируется в квадратурах в общем виде. Если известно одно частное решение $u = y_1$, то они интегрируются после замены переменных $V = V_1 + y_1, u = y + y_1$. Сопоставим квадратичному неравенству (15) интегрируемое в квадратурах экспоненциальное дифференциальное неравенство. Квадратичную функцию с двумя константами a, b в неравенстве (15) аппроксимируем экспоненциальной функцией с двумя константами α, k, при этом погрешность $\varepsilon(t)$ аппроксимации включаем в малую функцию возмущений $f(t)$. Получаем

$$-2aV + bV^2 + f(t) = \alpha \exp(-kV) + f_1(t) \text{ при } f_1(t) = f(t) + \varepsilon(t) \tag{17}$$

Константы α, k, определенные посредством разложения экспоненты и сравнения с левой частью равенства (17) имеют вид

$$k = b/2a, \alpha = 4a^2/b \tag{18}$$

Подставив выражение (17) в правую часть неравенства (15), получаем нелинейное экспоненциальное дифференциальное неравенство

$$\dot{V} \le \alpha e^{-kV} + f_1(t) \text{ при } f_1(t) = f(t) + \varepsilon(t) \tag{19}$$

Из оценки определенно-положительной функции V следуют оценки абсолютных величин обобщенных координат для множества решений с начальными условиями $V(x_0) = V_0$.

Пример

Рассмотрим систему дифференциальных уравнений в форме Коши, содержащую однородную кубическую форму и функцию с малым постоянно действующим возмущением $f(t)$

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -2x_1 + 0{,}1x_1(x_1^2 + x_2^2) \qquad |q_1| \le h, |q_2| \le h, \\ \dot{x}_2 &= -x_2 + 0{,}2x_2(x_1^2 + x_2^2) + f(t) \quad |f(t)| \le \varepsilon \end{aligned} \tag{20}$$

где ε- положительная константа, определяющая область, в которой рассматривается движение системы, $x_0 = [0.2;0]$.

Для функции $V = x_1^2 + x_2^2$ получим в силу системы (20) дифференциальное неравенство:

$$\dot{V} \le (-2V + 0{,}4V^2) + f(t) \text{ при } V < h^2, |f(t)| < \varepsilon \tag{21}$$

Квадратичную функцию аппроксимируем показательной функцией с малой погрешностью, в которую включаем функцию $f(t)$, получаем

$$-2V + 0{,}4V^2 \approx a(e^{-kV} - 1) \approx a(-kV + \frac{1}{2}k^2V^2)$$

Отсюда $ak = 2, ak^2/2 = 0.4$, или окончательно $k = 0.8, a = 2.5$. Итак, с малой погрешностью имеем

$$-2V + 0.4V^2 \approx 2.5(e^{0.8V} - 1) \tag{22}$$

Дифференциальное неравенство (21) принимает вид

$$\dot{V} \le 2.5(e^{-0.8V} - 1) + f_1 \text{ при } |f_1| \le \varepsilon \tag{23}$$

где погрешность равенства (22) включена в функцию f_1.

Умножая почленно экспоненциальное неравенство (23) на $0.8e^{0.8V}$, получаем

$$0.8\dot{V}e^{0.8V} - 0.8(f_1 - 2.5)e^{0.8V} \le 2.5 \tag{24}$$

Или

$$\dot{U} + 0.8(2.5 - f_1)U \le 2.5 \text{ при } U = e^{0.8V} \tag{25}$$

окончательно получим

$$\frac{d}{dt}(\lambda(t,U)) \le 2.5\lambda(t) \tag{26}$$

где

$$U = \exp(0.8V), \lambda(t) = \exp\int_0^t 0.8(2.5 - f_1)dt \tag{27}$$

Выполним почленное интегрирование неравенства (26) по интервалу времени [0,*t*], получаем

$$\lambda(t)U - U_0 \le 2.5\int_0^t \lambda(t)dt \text{ при } U = \exp(0.8V_0)$$

Получаем оценку сверху положительной функции

$$U \le \frac{1}{\lambda(t)}(U_0 + 2.5\int_0^t \lambda(t)dt) \tag{28}$$

При $U = \exp(0.8V), \lambda(t) = \exp\int_0^t (2 - 0.8 f_1(t))dt$.

Прологарифмируем почленно неравенство (28), получим

$$(0.8V \le \ln[\exp(0.8V_0 + 2.5\int_0^t \lambda(t)dt] - \ln(\lambda(t))$$

или окончательно

$$V \le 1.25\ln(\exp(0.8V_0 + 2.5\int_0^t \lambda(t)dt) - 1.25\ln(\lambda(t)) \tag{29}$$

Результаты моделирования для заданной системы (20) функции Ляпунова *V*, ее оценки *V*, а также график разности этих функций (ошибки) представлены для случаев отсутствия возмущения $f = 0$ (рис. 1) и малого постоянно действующего возмущения $f = 0.2\sin t$ (рис. 2).

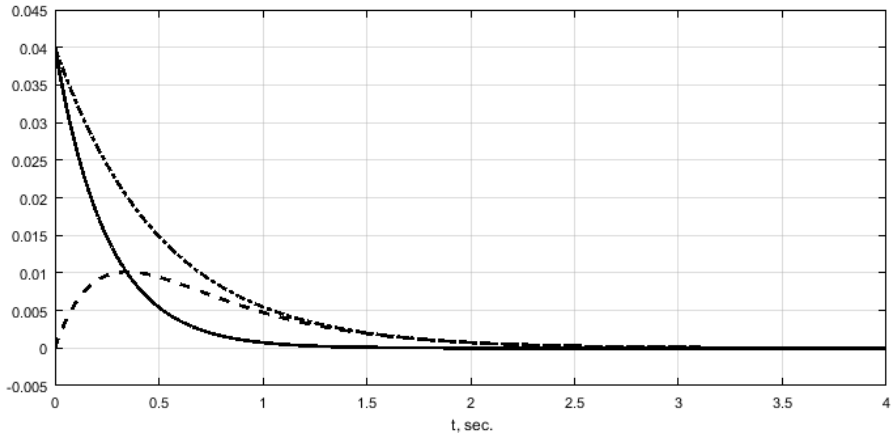


Рис. 1. Результаты моделирования функции Ляпунова V (сплошная линия) и ее оценки (штрих-пунктирная линия), график ошибки (пунктирная линия).

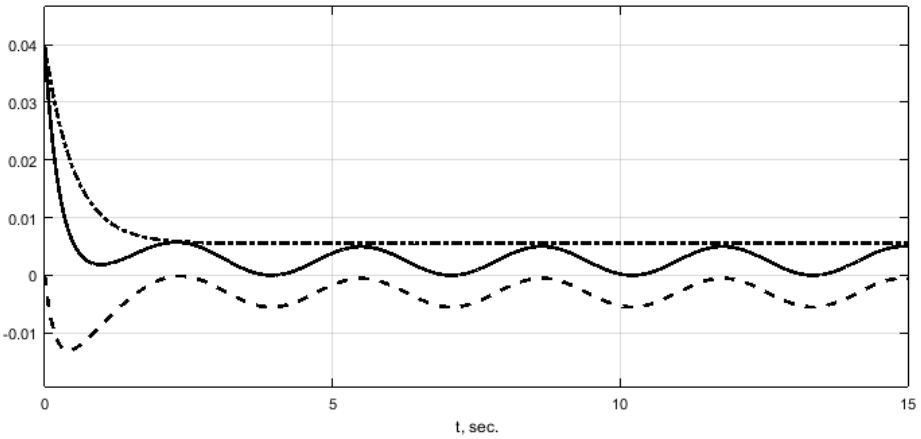


Рис. 2. Результаты моделирования функции Ляпунова V (сплошная линия) и ее оценки (штрих-пунктирная линия), график ошибки (пунктирная линия).

Эти оценки верны с момента $t_0 = 0$ до такого времени t_1, когда правая часть неравенства (29) достигает границы области $V(x) = h^2$, либо верна на интервале $[t_0 = 0, \infty]$, если правая часть неравенства (29) не достигает этой границы.

Заключение

Рассмотрена нелинейная динамическая система в условиях постоянно действующих малых силовых возмущений. Предложен метод построения и интегрирования нелинейного экспоненциального дифференциального неравенства для определенно-положительной функции Ляпунова, интегрируемого в квадратурах, заменяющего квадратичное дифференциальное неравенство, не интегрируемое аналитически в общем виде. В результате интегрирования дифференциального неравенства определяются функциональные оценки сверху переходных процессов динамической системы. Эти неравенства дополняют и расширяют возможности метода нелинейных дифференциальных неравенств [8, 11]. Наряду с современными методами структурного синтеза и кинематического анализа механических систем [12-14] предложенный метод может быть эффективно использован для комплексного анализа сложных нелинейных механических систем. Приведенный пример показывает возможности применения метода экспоненциальных дифференциальных неравенств при изучении практической устойчивости движения систем с одной степенью свободы, а также систем с несколькими степенями свободы [15].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Krasovskii N. Problems of control and stabilization in dynamical systems. Journal of Mathematical Sciences. 2000. V. 100. P. 2458–2469.

[2] Vassilyev S., Yadykin I., Iskakov A., Kataev D., Grobovoy A., Kiryanova N. Participation factors and sub-Gramians in the selective modal analysis of electric power systems. IFAC-PapersOnLine. 2017. V. 50. P. 14806–14811.
[3] Vassilyev S., Kosov A. Common and multiple Lyapunov functions in stability analysis of nonlinear switched systems. AIP Conference Proceedings. 2012. V. 1493. P. 1066–1073.
[4] Martynyuk A.A., Martynyuk-Chernienko Y.A. Analysis of the set of trajectories of nonlinear dynamics: Stability and boundedness of motions. Differential Equations. 2013. V. 49. P. 20–31.
[5] Мельников Г.И., Мельников В.Г., Дударенко Н.А., Алышев А.С., Иванова Л.Н. Последовательности дифференциальных неравенств для функций Ляпунова в оценках устойчивости нелинейных динамических систем. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2017. Т. 17. № 5. С. 947–951.
[6] Рабыш Е.Ю., Григорьев В.В., Быстров С.В., Спорягин А.В. Использование условий качественной экспоненциальной неустойчивости для оценки динамических процессов. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2012. № 1 (77). С. 36–40.
[7] Горбунов А.Д. Некоторые вопросы качественной теории обыкновенных линейных однородных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. Уч. записки МГУ. Математика. 1954. Т. 165(4). С. 39–78.
[8] Мельников Г.И. Некоторые вопросы прямого метода Ляпунова. Доклады академии наук. 1956. Т. 110(3). С. 326–329.
[9] Мельников Г.И. Динамика нелинейных механических и электромеханических систем. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
[10] Bellman R. On the Poincare-Lyapunov theorem Nonlinear Analysis. 1980. V. 4. P. 297–300.
[11] Красовский Н.Н. Управление динамической системой / Н.Н. Красовский, В.Е. Третьяков. Свердловск: УНЦ АН СССР, 1985. 199 с.
[12] Evgrafov A.N., Babichev D.T., Lebedev S.Yu., Lever mechanisms: the new approach to structural synthesis and kinematic analysis. Mechanisms and Machine Science. 2019. Vol.73. pp.559-568.
[13] Kuleshov A. Mathematical model of a skateboard with one degree of freedom. Doklady Physics. 2007. V. 52. P. 283–286.
[14] Aleksandrov A., Tikhonov A. Electrodynamic stabilization of earth-orbiting satellites in equatorial orbits. Cosmic Research. 2012. V. 50. N 4. P. 313–318.
[15] Дяшкин-Титов В.В., Жога В.В., Несмиянов И.А., Дяшкин А.В.. Моделирование динамики манипулятора-трипода с учетом массы

исполнительных звеньев. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича.-СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С.399-409.

G.I. Melnikov[1], V.G. Melnikov[2,1], N.A. Dudarenko[1], V.V. Talapov[1]

THE METHOD OF EXPONENTIAL DIFFERENTIAL INEQUALITY IN THE ESTIMATION OF SOLUTIONS OF NONLINEAR SYSTEMS IN THE VICINITY OF THE ZERO OF THE STATE SPACE

[1]ITMO University, Russia;
[2] Saint-Petersburg Mining University, Russia.

Abstract

We consider a system of differential equations in the Cauchy form, containing homogeneous linear and cubic forms with respect to phase variables and small perturbing functions. We consider the system as a polynomial dynamical system under constant disturbances. We propose a method for constructing a nonlinear exponential differential inequality for a quadratic Lyapunov function and a square inequality. By integrating the exponential differential inequality, we obtain an estimate of the Lyapunov function from a function of time and initial conditions and an estimate of the phase variables.

Key words: nonlinear systems, homogeneous cubic and linear forms, tability analysis, Lyapunov function, differential comparison equations, quadratic differential inequality, exponential differential inequality, functional estimates of solutions.

Acknowledgements. This work was supported by the Russian Foundation for Basic Research (project 19-38-90290), and by the Government of Russian Federation (Grant 08-08).

REFERENCES

[1] Krasovskii N. Problems of control and stabilization in dynamical systems, Journal of Mathematical Sciences. 2000. vol.100. pp. 2458–2469.

[2] Vassilyev S., Yadykin I., Iskakov A., Kataev D., Grobovoy A., Kiryanova N. Participation factors and sub-Gramians in the selective modal analysis of electric power systems. 2017. IFAC-PapersOnLine. vol.50. pp. 14806–14811.

[3] Vassilyev S., Kosov A. Common and multiple Lyapunov functions in stability analysis of nonlinear switched systems. 2012. AIP Conference Proceedings. vol.1493. pp. 1066–1073.
[4] Martynyuk A.A., Martynyuk-Chernienko Y.A. Analysis of the set of trajectories of nonlinear dynamics: Stability and boundedness of motions, Differential Equations. 2013. vol. 49, pp. 20–31.
[5] Melnikov G. I., Melnikov V. G., Dudarenko N. A., Alyshev A. S., Ivanova L. N. Sequences of differential inequalities for lyapunov functions in stability estimates of nonlinear dynamical systems, Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2017. vol.17, no.5, pp. 947–951. (rus.)
[6] Rabysh Y., Grigoriev V. V., Bystrov S. V., Sporyagin A. Application of qualitative exponential instability conditions for dynamic processes estimation // Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2012. vol.12, no.1, pp. 36–40. (rus.)
[7] Gorbunov A.D., Some questions of the qualitative theory of ordinary linear homogeneous differential equations with variable coefficients, Scientific notes of Moscow state University. Mathematics. 1954. vol. 165(4). pp. 39–78. (rus.)
[8] Melnikov G.I., Some questions of the direct Lyapunov method. Reports of the Academy of Sciences. 1956. vol. 110(3). pp. 326–329. (rus.)
[9] Melnikov G.I., Dynamics of nonlinear mechanical and electromechanical systems.1975. 200 p., Machine engineering, Leningrad. (rus.)
[10] Bellman R., On the Poincare-Lyapunov theorem. Nonlinear Analysis. 1980. vol. 4, pp. 297–300.
[11] Krasovskii N.N., Control of a dynamic system. 1985. 199p. Ural scientific center of the Academy of Sciences USSR, Sverdlovsk (rus.)
[12] Evgrafov A.N., Babichev D.T., Lebedev S.Yu., Lever mechanisms: the new approach to structural synthesis and kinematic analysis. Mechanisms and Machine Science. 2019. vol.73. pp.559-568.
[13] Kuleshov A., Mathematical model of a skateboard with one degree of freedom. Doklady Physics. 2007. vol. 52. pp. 283–286.
[14] Aleksandrov A., Tikhonov A. Electrodynamic stabilization of earth-orbiting satellites in equatorial orbits. Cosmic Research. 2012. vol.50, no.4. pp.313–318.
[15] Dyashkin-Titov V.V., Zhoga V.V., Nesmiyanov I.A., Dyashkin A.V. Modeling of dynamics of manipulator-tripod considering the weight of the executive links. Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: materialy 7 mezhdunar. nauch.-prakt. konferencii / Pod red. A.N. Evgrafova i A.A. Popovicha. –SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta. 2018. pp. 399-409 (rus).

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-9
УДК 621 + 531.8

А.Н. Евграфов[1], Г.Н. Петров[2]

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ В ШАРНИРАХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С НЕИДЕАЛЬНЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ



[1]Александр 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.



[2]Геннадий Николаевич Петров, к.т.н., доцент кафедры теории машин и механизмов, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия.
Тел.: (812)297-4845, E-mail: gnpet@mail.ru.

Аннотация

Рассмотрен кинетостатический расчет плоских рычажных механизмов с учётом сил трения в кинематических парах на примере группы Ассура с тремя вращательными парами (ВВВ). Приведены примеры. Для определения реакций в шарнирах предложен алгоритм поиска структурной группы с заменяющими идеальными кинематическими парами.

Ключевые слова: структурная группа, группа Ассура, механизм, заменяющая идеальная кинематическая пара, трение.

Введение

Учёт сил трения в шарнирах рычажных механизмов необходим при подходе отдельных структурных групп к особым положениям. В этом случае можно попасть в ситуацию, когда механизм «заклинит» (одна из структурных групп попадет в режим самоторможения). В работах [1], [2] было показано, что это может произойти, если среди множества структурных

групп с заменяющими идеальными кинематическими парами существует хотя бы одна в особом положении.

По аналогии с заменяющим механизмом, в котором звенья совершают те же движения, что и в исходном, введён термин «заменяющая идеальная кинематическая пара» (ЗИКП). В такой кинематической паре будут возникать те же реакции, что и в КП с учётом сил трения. Для группы Ассура

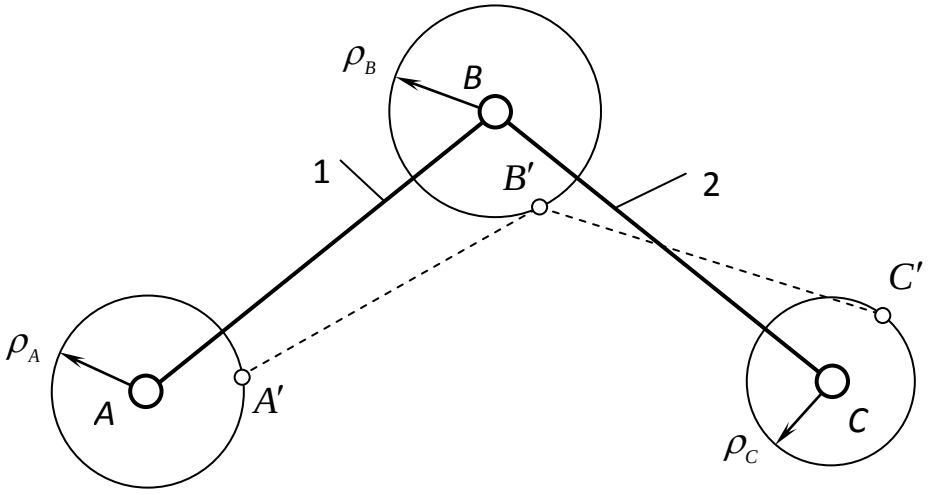


Рис. 1. Определение заменяющих ИКП для диады ВВВ

ВВВ (с тремя вращательными КП) на рис. 1 показаны оси ЗИКП A', B', C'. Множество таких ЗИКП находятся внутри кругов трения ρ_A, ρ_B, ρ_C при отсутствии относительного движения звеньев, соединенных данным шарниром, или на окружностях этих радиусов в противном случае. Если определить положение точек A', B', C' при заданных внешних силах и силах инерции, задача кинетостатического расчёта значительно упрощается, сводится к определению реакций в шарнирах с идеальными кинематическими парами. На примере группы ВВВ определим алгоритм поиска ЗИКП.

Группа ВВВ с идеальными кинематическими парами

Под кинетостатическим расчётом плоских рычажных механизмов будем понимать определение движущих сил, моментов и реакций в шарнирах, лежащих в плоскости движения звеньев. Решение задачи проводится по структурным группам, начиная с групп последнего слоя [10].

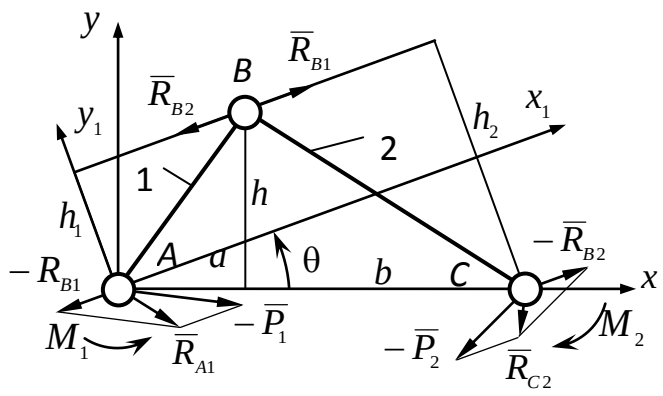


Рис. 2 Группа ВВВ с идеальными кинематическими парами

Если не учитывать силы трения (считать кинематические пары идеальными), решить задачу можно достаточно просто.

Рассмотрим в качестве примера группу Ассура ВВВ с тремя вращательными кинематическими парами (рис. 2).

Введём обозначения:

$\overline{P}_1$, M_1 – главный вектор и главный момент внешних сил и сил инерции относительно точки *A*, действующие на первое звено;

$\overline{P}_2$, M_2 – главный вектор и главный момент внешних сил и сил инерции относительно точки *C*, действующие на второе звено;

h – расстояние от точки *B* до линии *AC* (проекция векторов $\overline{AB}$ и $\overline{CB}$ на ось *y*);

a, *b* – проекции векторов $\overline{AB}$ и $\overline{CB}$ на ось *x*);

На рисунке $h > 0,\ a > 0,\ b < 0$.

Зададим коэффициент отношения главных моментов, действующих на звенья

$$k_M = -\frac{M_1}{M_2}.$$

Введём систему координат $x_1 y_1$. Ось x направим параллельно линии действия вектора $\overline{R}_B$ (реакция в центральном шарнире). Определим проекции векторов $\overline{AB}$ и $\overline{CB}$ на ось y_1

$$h_1 = h \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\theta,$$
$$h_2 = h \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\theta,$$

где θ – угол между осями x и x_1.

Очевидно, что

$$k_M = -\frac{M_1}{M_2} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{h \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\theta}{h \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\theta}. \qquad (1)$$

На рис. 2 показан случай, когда $M_1 > 0,\ M_2 < 0,\ h_1 > 0,\ h_2 > 0$.

Из (1) определим угол θ

$$\tan\theta = \frac{h - k_M h}{a - k_M b}.$$

Будем считать, что угол θ определён в I и IV четвертях, тогда

$$\theta = \arctan\left(\frac{h - k_M h}{a - k_M b}\right).$$

Реакции в шарнире *B*, действующие на первое и второе звенья

$$\begin{aligned} R_{B1} &= -\frac{M_1}{h_1} = R_B sign\left(\frac{M_1}{h_1}\right), \\ R_{B2} &= -\frac{M_2}{h_2} = R_B sign\left(\frac{M_2}{h_2}\right) = -R_{B1}. \end{aligned} \tag{2}$$

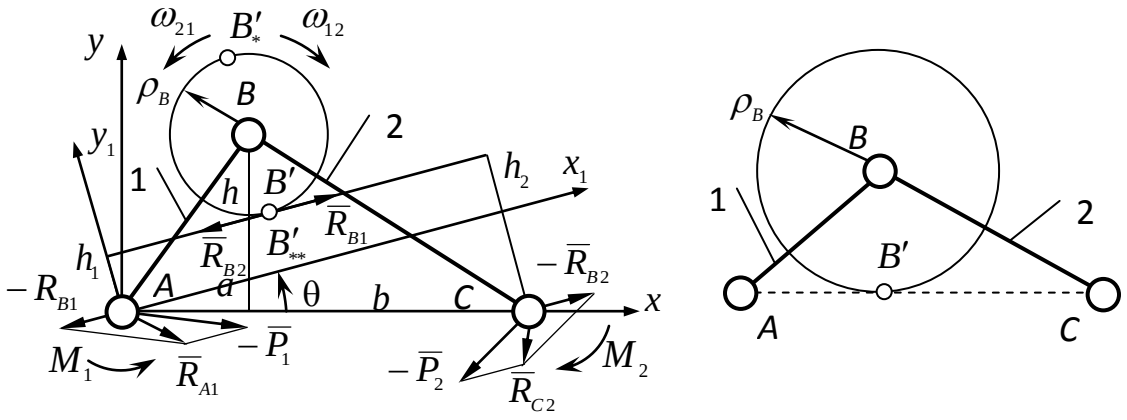
На рисунке $sign\left(\frac{M_1}{h_1}\right) = 1,\ sign\left(\frac{M_2}{h_2}\right) = -1$

Определим реакции в шарнирах *A* и *C*

$$\begin{aligned} \overline{R}_{A1} &= -\overline{R}_{B1} - \overline{P}_1, \\ \overline{R}_{C2} &= -\overline{R}_{B2} - \overline{P}_2. \end{aligned} \tag{3}$$

Учёт трения в центральном шарнире группы ВВВ

Учтём трение в центральном шарнире *B* (рис. 3).



а) *б)*

Рис. 3. Учёт трения в шарнире *B* группы ВВВ *а)текущее положение, б) режим самоторможения*

Рассмотрим случай, когда круг трения с радиусом ρ_B не пересекает линию *AC* (рис. 3, *а*). Определим положение шарнира B' ЗИКП. Линия действия вектора $\overline{R}_B$ должна касаться радиуса круга трения. Точка касания

B' (B'_* или B'_{**}) определяется тем, что момент трения в шарнире противоположен относительной угловой скорости соединённых звеньев. Считаем положительным знак радиуса ρ_B для точки B'_* отрицательным – для B'_{**}, что соответствует знаку проекции вектора $\overline{BB'}$ на ось y_1.

Введём обозначения

$\varepsilon_B^\rho = sign(\rho_B)$ – знак радиуса ρ_B,

$\varepsilon_{B1}^V = sign(\omega_{12})$ – знак угловой скорости первого звена относительно второго,

$\varepsilon_{B2}^V = sign(\omega_{21})$ – знак угловой скорости второго звена относительно первого,

$\varepsilon_{B1}^R = sign(R_{B1})$, $\varepsilon_{B2}^R = sign(R_{B2})$ – знаки проекции векторов $\overline{R}_{B1}$ и $\overline{R}_{B2}$ на ось x_1.

Определим знак радиуса ρ_B

$$sign(\rho_B) = sign(R_{B1}) \cdot sign(\omega_{12}),$$

или

$$\varepsilon_B^\rho = \varepsilon_{B1}^R \varepsilon_{B1}^V = \varepsilon_{B2}^R \varepsilon_{B2}^V.$$

Для примера $\varepsilon_{B1}^R = -\varepsilon_{B2}^R = 1$, $\varepsilon_{B1}^V = -\varepsilon_{B2}^V = -1$, $\varepsilon_B^\rho = -1$ (на схеме ω_{12} направлена по часовой стрелке).

Подставим в коэффициент k_M из (1) новые значения расстояний h_1 и h_2

$$k_M = -\frac{M_1}{M_2} = \frac{h_1}{h_2} = \frac{h \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\theta + \rho_B}{h \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\theta + \rho_B}.$$

Определим угол θ

$$\sin\theta \cdot (a - k_M b) - \cos\theta \cdot (h - k_M h) = \rho_B (1 - k_M),$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{h - k_M h}{a - k_M b}\right) + \arcsin\left(\frac{\rho_B (1 - k_M)}{\sqrt{(h - k_M h)^2 + (a - k_M b)^2}}\right).$$

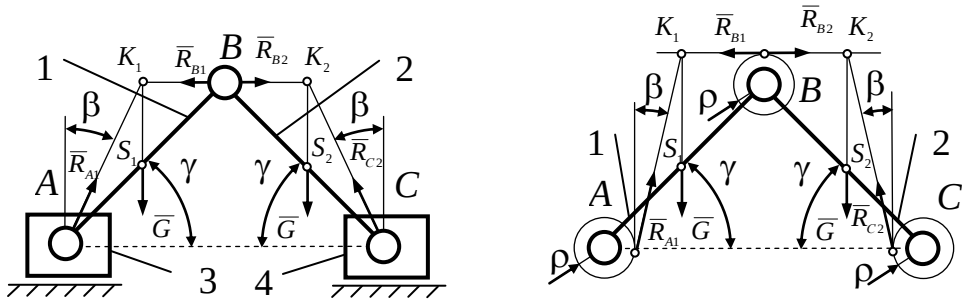
Реакции R_{B1}, R_{B2}, R_{A1}, R_{C2} определяются из соотношений (2) и (3).

Если круг трения касается или пересекает линию AC (рис. 3, *б*), существуют группы Ассура с ЗИКП в особом положении (когда шарниры $AB'C$ находятся на одной прямой). Поэтому при определённом наборе внешних сил, сил инерции и угловых скоростей звеньев, как показано в [1], [2] может возникнуть режим самоторможения структурной группы.

При учёте трения во всех шарнирах определение точек A', B', C' группы с ЗИКП становится более сложной задачей. Точное решение возможно, например, если мы изначально сможем определить угол θ линии действия вектора $\overline{R}_B$.

Пример решения задачи с учётом сил трения в шарнирах.

Рассмотрим пример. Для механизма, показанного на рис. 4, определим, при каком значении угла γ под действием сил тяжести первого и второго звеньев $G_1 = G_2 = G$ начнется движение (будут преодолены силы трения).



а) *б)*

Рис. 4. Пример: *а) трение в поступательных парах, б) трение во всех шарнирах*

Массами третьего и четвертого звеньев пренебрегаем. Длины звеньев $AC = CB = l$, расстояния до центров масс $AS_1 = BS_2 = l/2$.

Сначала учтём трение а только в поступательных парах (рис. 4, *а*). Механизм симметричный, поэтому направление реакции в центральном шарнире B должно быть горизонтальным.

Обозначим

R_{A1}, R_{B1} – реакции в шарнирах A и B, действующие на первое звено,

R_{C2}, R_{B2} – реакции в шарнирах C и B, действующие на второе звено

Точки пересечения линии действия реакции в шарнире B и сил тяжести первого и второго звеньев обозначим K_1 и K_2 соответственно. Через эти точки должны проходить реакции R_{A1} и R_{C2}. Если контакт ползунов 3 и 4 осуществляется по одной поверхности, движение механизма под действием сил тяжести начнётся, когда угол β будет больше угла трения

$$\beta > \arctan f, \tag{4}$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Выразим угол β через γ

$$\tan\beta = \frac{l/2 \cdot \cos\gamma}{l \cdot \sin\gamma} = \frac{1}{2 \cdot \tan\gamma}. \tag{5}$$

Подставим (5) в (4), получим условие начала движения механизма

$$\gamma < \arctan\frac{1}{2f}. \tag{6}$$

Учтем трение не только в поступательных, но и во всех вращательных парах (радиус круга трения ρ считаем одинаковым для всех шарниров). Задачу можно решить, так как мы знаем горизонтальное направление реакции во внутреннем шарнире B (рис. 4, *б*). Определим направления относительных угловых скоростей звеньев в начальный момент движения.

$\varepsilon^V_{A1} = sign(\omega_{13}) = -1$ – знак относительной угловой скорости первого и третьего звеньев (по часовой стрелке),

$\varepsilon^V_{B1} = sign(\omega_{12}) = -1$ – знак относительной угловой скорости первого и второго звеньев (по часовой стрелке),

$\varepsilon^V_{B2} = sign(\omega_{21}) = 1$ – знак относительной угловой скорости второго и первого звеньев (против часовой стрелки),

$\varepsilon^V_{C2} = sign(\omega_{24}) = 1$ – знак относительной угловой скорости второго и четвёртого звеньев (против часовой стрелки),

Отметим, что моменты сил трения, которые создают реакции $R_{A1}, R_{B1}, R_{B2}, R_{C2}$ относительно точек A, B, C должны быть направлены против относительных угловых скоростей $\omega_{13}, \omega_{12}, \omega_{21}, \omega_{24}$ соответственно (как показано на рис.4)

Определим угол β

$$\tan\beta = \frac{l/2 \cdot \cos\gamma - \rho \cdot \cos\beta}{l \cdot \sin\gamma + \rho \cdot \sin\beta}. \qquad (7)$$

В момент начала движения

$$\tan\beta = f,\ \sin\beta = \frac{f}{\sqrt{1+f^2}},\ \cos\beta = \frac{1}{\sqrt{1+f^2}}.$$

Подставим эти выражения в (7). После несложных преобразований получаем условие начала движения механизма

$$\gamma < \arctan\frac{1}{2f} - \arcsin\frac{2\rho\sqrt{1+f^2}}{l\sqrt{1+4f^2}}.$$

Второе слагаемое уточняет полученное ранее условие (6).

Учёт трения во всех шарнирах группы ВВВ

Если учитывать трение во всех шарнирах группы ВВВ (рис. 5) в общем случае приходится пользоваться итерационной процедурой. Рассмотрим один из возможных алгоритмов.

Построим ЗИКП $A'^{(0)}, B'^{(0)}, C'^{(0)}$ в нулевом приближении. Пусть ψ_1 – угол между осью x и главным вектором $\overline{P_1}$ сил, действующих на первое звено. Проведём под этим углом касательные к окружности радиуса ρ_A (круг трения в шарнире A). Из двух точек A^* и A^{**} выбираем ту, в которой

вектор $-\overline{P}_1$ создаёт момент относительно точки A, противоположный направлению относительной угловой скорости ω_{A1} (угловая скорость первого звена относительно звена присоединения).

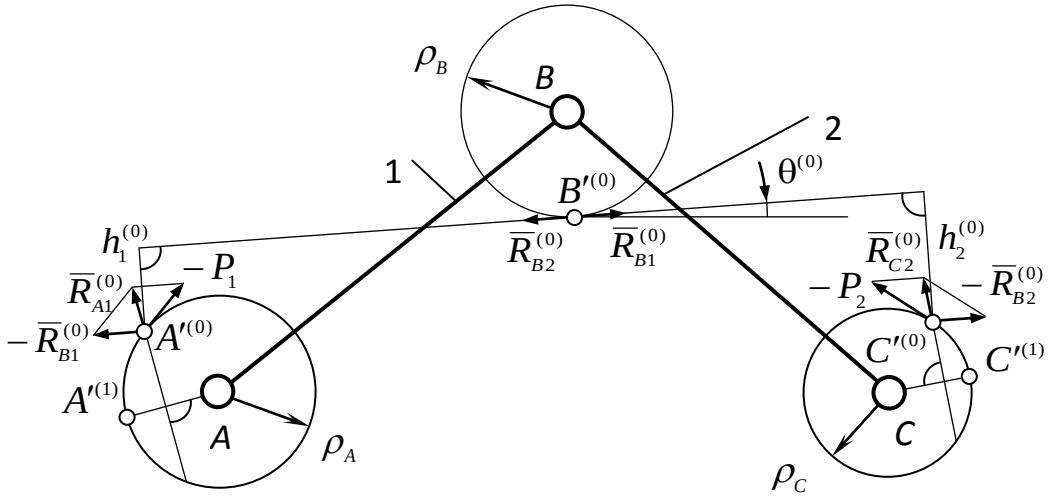


Рис. 5. Определение ЗИКП для диады ВВВ

В примере (рис. 5) $\varepsilon_{A1}^V = sign(\omega_{A1}) = 1$. Выбираем $A'^{(0)} \equiv A^{**}$. Аналогично на окружности радиуса ρ_C выбираем точку $C'^{(0)} \equiv C^*$ (если $\varepsilon_{C2}^V = sign(\omega_{C2}) = -1$). Приводим моменты активных сил и сил инерции, действующих на первое и второе звенья соответственно в точки $A'^{(0)}$ и $C'^{(0)}$ $(M_1^{(0)}, M_2^{(0)})$. Считаем шарниры A_0' и C_0' идеальными. По алгоритму, описанному ранее, определим положение $B'^{(0)}$ и реакции в кинематических парах группы $\overline{R}_{A1}^{(0)}, \overline{R}_{B1}^{(0)}, \overline{R}_{B2}^{(0)}, \overline{R}_{C2}^{(0)}$, учитывая трение только в центральном шарнире.

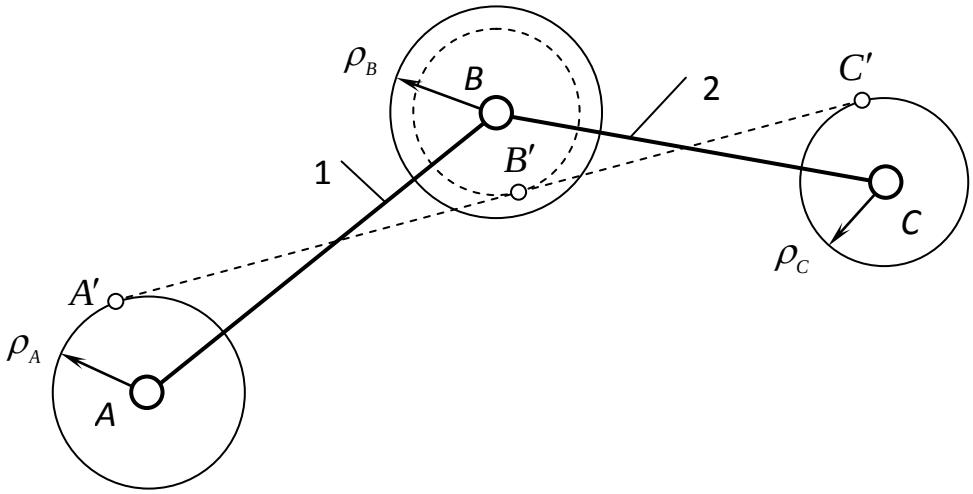


Рис. 6. Режим самоторможения диады ВВВ

На пересечении перпендикуляра, проведённого из точки A к линии вектора $\overline{R}_{A1}^{(0)}$ и окружности ρ_A находим ЗИКП $A'^{(1)}$ в первом приближении. Аналогично получаем $C'^{(1)}$. Определяем реакции в первом и последующем приближениях, пока не совпадут точки $A'^{(n)}, B'^{(n)}, C'^{(n)}$ и $A'^{(n-1)}, B'^{(n-1)}, C'^{(n-1)}$ на n-ой итерации с заданной погрешностью.

Отметим, что данный алгоритм поиска может не сойтись, если среди множества групп с ЗИКП существуют группы в особом положении (когда шарниры A', B', C' находятся на одной прямой – рис.6). При определённых условиях в этом случае мы можем попасть в режим самоторможения (отсутствие решений) или оттормаживания (наличие нескольких решений)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 111-121.

[2] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Учет трения в плоских рычажных механизмах // Современное машиностроение. Наука и образование. 2019. № 8. С. 137-147.

[3] Коловский М.З. Об одном критерии качества положений многоподвижных рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997, № 2

[4] 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.

[5] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Геометрический и кинетостатический анализ плоских рычажных механизмов второго класса // Теория механизмов и машин. - 2003. - № 2. - С. 50-63.

[6] Петров Г.Н. Компьютерное моделирование механических систем в среде «ModelVision» // Теория механизмов и машин. - 2004. - № 1. - Том 2. - С. 75-79.

[7] Хлебосолов И.О. Графические методы расчета механизмов с использованием ЭВМ // Теория механизмов и машин. - 2004. - № 2. - Том 2. - С. 40-44.

[8] Евграфов А.Н., Петров Г.Н. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и Mathcad // Теория механизмов и машин. - 2008. - № 1. - Том 6. - С. 71-80.

[9] Верховод В. П. Использование программы Mathcad при синтезе передаточных рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. - 2011. - № 1. - Том 9. - С. 69-76.

[10] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н.Петров. - 3-е изд. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. - 248 с.
[11] Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров. - М.: Машиностроение, 1988.- 232 с.
[12] Евграфов А.Н. Об угле давления как о критерии качества передачи сил // Машиноведение. Сборник научных трудов. - СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. С.84-90.
[13] Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. - М.: Наука, 1982. - 336 с.
[14] Зиновьев В.А. Пространственные механизмы с низшими парами. - М.: Гостехиздат, 1952. - 432 с.
[15] Мудров П.Г. Пространственные механизмы с вращательными парами. - Казань: Изд-во Казанского ун-та, 1976. - 264 с.
[16] Петров Г.Н. Алгоритм кинетостатического расчета на ЭВМ замкнутых рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 3.
[17] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терешин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГТУ. - СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2011. - №2(123). - С. 170-176.
[18] Овакимов А.Г. Анализ пассивной связи пространственного шестизвенного механизма с вращательными парами. // Известия вузов СССР. Машиностроение. - М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1970. - №2. - С. 58-61.
[19] Semenov Y.A., Semenova N.S. Study of mechanisms with allowance for friction forces in kinematic pairs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. С. 169-179.
[20] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. - Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[21] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Силовой расчет механизмов с учетом сил трения.Теория механизмов и машин. 2016. Т. 14. № 3 (31). С. 135-144.
[22] 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. 119-127.
[23] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Исследование механизмов с учетом сил трения в кинематических парах. Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 147-159.

A.N.Evgrafov, G.N.Petrov

ALGORITHM FOR DETERMINING REACTIONS IN HINGES OF LEVER MECHANISMS WITH NON-IDEAL KINEMATIC PAIRS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The kinetostatic calculation of flat linkage mechanisms is considered taking into account the friction forces in kinematic pairs using the example of the Assur group with three rotational pairs (RRR). Examples are given. To determine the reactions in the hinges, an algorithm is proposed to search for a structural group with substitute ideal kinematic pairs.

Key words: structural group, Assur group, mechanism, self-braking, replacing the ideal kinematic pair, friction.

REFERENCES

[1] Evgrafov A.N., Petrov G.N. The effect of self-braking of linkage mechanisms. Proceedings of the 7th international conference «Modern Mechanical Engineering: Science and Education MMESE-2018». 2018. №7. Pp.111-121. (rus.)

[2] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Account of friction in linkage mechanisms. Proceedings of the 8th international conference «Modern Mechanical Engineering: Science and Education MMESE-2019». 2019. №8. Pp.137-147. (rus.)

[3] Kolovsky M.Z. On a Criterion of the Quality of the Positions of Multistage Link Mechanisms // Problems of Machine Building and Machine Reliability. 1997, No. 2. (rus.)

[4] Kolovsky M.Z., Petrov GN, Sloush A.V. On the control of the motion of closed lever mechanisms with several degrees of freedom // Problems of mechanical engineering and reliability of machines. 2000, No. 4. (rus.)

[5] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Geometric and kinetostatic analysis of plane lever mechanisms of the second class // Theory of mechanisms and machines. - 2003. - No. 2. - P. 50-63. (rus.)

[6] Petrov G.N. Computer modeling of mechanical systems in the "ModelVision" environment // Theory of mechanisms and machines. - 2004. - No. 1. - Volume 2. - P. 75-79. (rus.)

[7] Khlebosolov I.O. Graphic methods for calculating mechanisms using computers, Theory of Mechanisms and Machines. - 2004. - No. 2. - Volume 2. - P. 40-44. (rus.)

[8] Evgrafov A.N., Petrov G.N. Computer animation of kinematic schemes in Excel and Mathcad programs // Theory of mechanisms and machines. - 2008. - No. 1. - Volume 6. - P. 71-80. (rus.)
[9] Verkhovod VP. Using the program Mathcad in the synthesis of transmission linkage mechanisms / / Theory of mechanisms and machines. - 2011. - No. 1. - Volume 9. - P. 69-76. (rus.)
[10] Evgrafov A.N., Kolovsky M.Z., Petrov G.N. Theory of Mechanisms and Machines. Textbook. St-Petersburg, Publishing House of the Polytechnic University, 2015. 248 p. (rus.)
[11] Peisah E.E. System for the design of flat lever mechanisms / EE Peisakh, VA Nesterov. - Moscow: Mechanical Engineering, 1988.- 232 p. (rus.)
[12] Evgrafov A. On the pressure angle as a criterion of the quality of the transfer of forces // Mashinovedenie. Collection of scientific papers.- SPb .: Publishing house SPbSTU, 1997. Pp.84-90.(rus.)
[13] Dimentberg F.M. The theory of spatial hinged mechanisms. - Moscow: Nauka, 1982. - 336 p. (rus.)
[14] Zinoviev VA Spatial mechanisms with lower pairs. - Moscow: Gostekhizdat, 1952. - 432 p. (rus.)
[15] Mudrov P.G. Spatial mechanisms with rotational pairs. - Kazan: Publishing house of the Kazan University, 1976. - 264 p. (rus.)
[16] Petrov G.N. Algorithm of kinetostatic calculation on a computer of closed lever mechanisms // Problems of machine building and reliability of machines. 1993. № 3. (rus.)
[17] Khrostitsky AA, Evgrafov AN, Tereshin VA Geometry and kinematics of a spatial six-link with redundant links // Scientific and technical statements of SPbSTU. - St. Petersburg: Publishing house SPbSTU, 2011. - №2 (123). - P. 170-176. (rus.)
[18] Ovakimov A.G. Analysis of the passive coupling of the spatial six-link mechanism with rotational pairs. // News of Higher Educational Institutions of the USSR. Mechanical engineering. - Moscow: Publishing House of the Moscow Technical University. N.E. Bauman, 1970. - № 2. P. 58-61. (rus.)
[19] Semenov Y.A., Semenova N.S. Study of mechanisms with allowance for friction forces in kinematic pairs. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. C. 169-179.
[20] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. – Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[21] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Force calculation of mechanisms taking into account friction forces. Theory of mechanisms and machines. 2016.Vol. 14. No. 3 (31). S. 135-144.

[22] 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. 119-127
[23] Semenov Yu.A., Semenova N.S. The study of mechanisms taking into account friction forces in kinematic pairs. Modern engineering. Science and education. 2018.No 7.P. 147-159.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-10
УДК 62-235

Г.К. Корендясев[1], К.Б. Саламандра[2]

АНАЛИЗ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ С ДВУМЯ СЦЕПЛЕНИЯМИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ УДАРА



[1]Георгий Константинович Корендясев,
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук
Россия, Москва
Тел.: (499)135-5513, E-mail: korenduba@gmail.com.



[2]Константин Борисович Саламандра,
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук
Россия, Москва
Тел.: (499)135-5513, E-mail: ksalamandra@yandex.ru.

Аннотация

В статье рассмотрена динамическая модель трансмиссии, содержащей коробку передач с двумя сцеплениями. Отсутствие гидротрансформатора в таких коробках передач с учетом малой длительности переключения передач (0,2 – 0,5 сек) позволяет представить процесс переключения, как удар. Переключение передач возбуждает колебания выходного вала коробки передач. Таким образом, трансмиссию транспортного средства можно рассматривать, как виброударную автоколебательную систему.

Ключевые слова: коробка передач, переключение передач, трансмиссия, управление переключением, динамический анализ.

Введение

Требования повышения эффективности и снижения выбросов вредных веществ двигателями транспортных средств привели, в частности, к тому, что в современных автоматических трансмиссиях переключение передач осуществляется за 0,2 – 0,5 сек [1, 2]. Процесс переключения

передач происходит без разрыва потока мощности – одновременным выключением одного элемента управления (фрикционной муфты) и включением другого элемента управления. Быстротечный процесс переключения даже при небольшой разнице скоростей двигателя и выходного вала коробки передач приводит к резкому изменению инерционных моментов, что в свою очередь может ухудшать комфорт пассажиров транспортного средства, снижает ресурс работы и надежность трансмиссии.

В автоматических трансмиссиях, состоящих из планетарных механизмов, между выходным валом двигателя и коробкой передач установлен гидротрансформатор [1-4]. В гидротрансформаторе вращение турбинного колеса, соединенного с выходным валом двигателя, передается на насосное колесо, соединенное с входным валом коробки передач, с помощью жидкости (масла). Отсутствие жесткой связи между двигателем и коробкой передач позволяет гидротрансформатору демпфировать резкое изменение инерционных моментов, вызванных кратковременным переключением передач. Основным недостатком гидротрансформатора является низкий КПД.

В настоящее время получили широкое распространение и развитие коробки передач с двумя сцеплениями [5-8], в которых отсутствует гидротрансформатор, а соединение выходного вала двигателя и входного вала коробки передач осуществляется многодисковыми фрикционными муфтами, управляемые сервоприводами. Применение муфт вместо гидротрансформатора позволяет повысить КПД, но в виду кратковременности процесса переключения, приводит к ударному взаимодействию частей коробки передач.

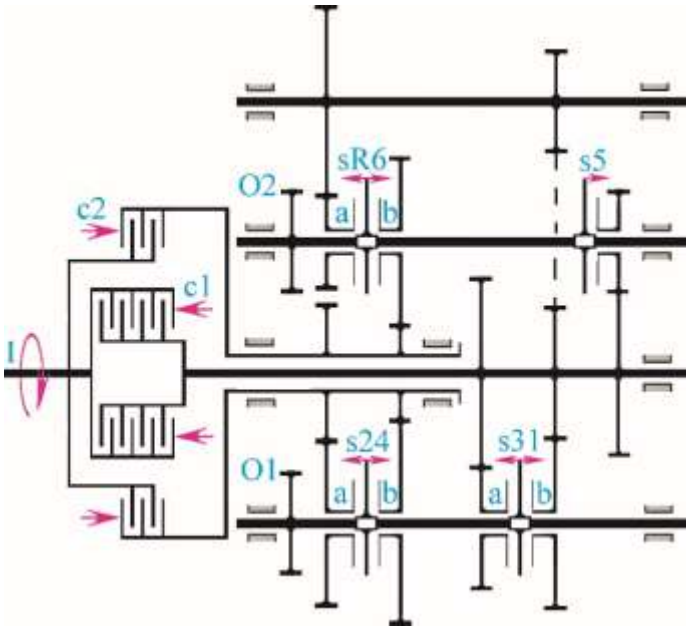


Рис. 1. Кинематическая схема 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями

Кинематическая схема 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями [9] представлена на рис. 1. На схеме (рис. 1): I – входной вал; O1, O2 – шестерни, находящиеся в зацеплении с выходным валом коробки передач (на схеме не показан); c1, c2 – многодисковые фрикционные муфты; s31, s24, s5 и sR6 – синхронизаторы, включающие соответствующую передачу.

Разветвленная компоновка коробок передач с двумя сцеплениями позволяет осуществлять переключение в ненагруженной ветви, то есть следующая ступень может быть заранее подготовлена до ее непосредственного включения. Условно такую коробку передач можно представить в виде двух коробок передач, за поочередное соединение которых с входным валом отвечает соответствующая многодисковая фрикционная муфта, расположенная на входе коробки передач. Конструктивно обе муфты выполнены в едином блоке. Например, если автомобиль движется на четвертой ступени и продолжает разгоняться, то синхронизатор, отвечающий за пятую ступень, может быть заранее включен и, как только достигается необходимая скорость переключения на следующую ступень, система управления выключает муфту c2 и включает c1 переключает соответствующую входную муфту для включения пятой ступени.

Постановка задачи

В настоящее время динамический анализ процесс переключения проводят последовательно, разделяя его на этапы [10-13]. Для каждого этапа составляются дифференциальные уравнения, решения которых определяют общую картину изменений скоростей и моментов. Такой подход полностью оправдан для динамического анализа процессов в коробках с ручным управлением, длительность переключения передач в которых составляет секунды, и все фазы процесса могут быть корректно описаны.

При анализе динамики быстротечных процессов переключений в современных автоматических коробках передач приводит к полезным и интересным результатам, но связано с рядом предположений о взаимодействиях включаемых и выключаемых элементов коробки передач (фрикционных муфт, тормозов или синхронизаторов). Для упрощения задачи часто предполагают приведенный момент инерции вращающихся звеньев транспортного средства после коробки передач несоизмеримо большим по сравнению с моментом инерции звеньев двигателя. Такое предположение вдвое уменьшает порядок решаемых уравнений, но вносит погрешности в результаты анализа. Кроме того, короткий промежуток времени переключения передач довольно сложно разделить даже на два этапа для последовательного анализа. Очевидно также, что при малых

значениях длительности процесса, переключение передач действительно приобретает свойства ударного взаимодействия. При этом инерционные моменты, вызванные резким изменением скоростей элементов трансмиссии, существенно превышают моменты двигателя и приведенные моменты сил сопротивления движению.

Следует отметить, что в первой половине XX века для определения длительности процесса переключения передач в коробках передач транспортных средств и влияния инерционных параметров и скоростей звеньев на ударные нагрузки использовалась теорема сохранения момента количества движения [14, 15]. При этом точность количественной оценки ударного момента для коробки передач с ручным управлением была не велика, так как ручное переключение ступени исчисляется секундами, а неучтенные движущие моменты и моменты сил сопротивления движению практически одного порядка с моментами сил инерции вращающихся звеньев. В виду малой длительности процесса переключения передач в современных коробках передач в настоящей работе для динамического анализа этого процесса предлагается вернуться к использованию теоремы об изменении момента количества движения механической системы при ударе.

Динамическая модель трансмиссии

Рассмотрим упрощенную схему трансмиссии на рис. 2, содержащую двигатель, двухступенчатую коробку передач с двумя сцеплениями (муфты с1, с2), выходной вал коробки передач, связанный с дифференциалом упругим звеном с коэффициентом жесткости c и демпфирования b. Дифференциал распределяет вращение на приводные колеса, связанные с корпусом транспортного средства. При включении муфты с1 вращение передается на промежуточный вал через зубчатое колесо первой передачи с передаточным отношением i_1; при включении муфты с2 – на промежуточный вал через зубчатое колесо второй передачи с передаточным отношением i_2. С промежуточного вала на выходной вал вращение передается с передаточным отношением i.

Приведенный к корпусу включаемой муфты момент инерции подвижных частей двигателя обозначим J_I; приведенный к выходному валу момент инерции подвижных частей коробки передач до звена с максимальной податливостью обозначим J_O; элемент J_V – приведенный к выходному валу коробки передач момент инерции звеньев трансмиссии после звена с максимальной податливостью, включающий дифференциал, полуоси, приводные колеса и корпус транспортного средства. Таким образом, полученная динамическая модель содержит три инерционных элемента: J_I и J_O жестко связываются с помощью муфт с1 или с2, а элемент

J_V соединен с элементом J_O упругой связью. Покажем, что полученная модель является автоколебательной виброударной системой.

Предположим, что движение модели (рис. 2) происходит на первой передаче и нужно рассмотреть переключение на вторую передачу. Исключим из рассмотрения движущий момент двигателя и момент сил сопротивления движению транспортного средства, которые на малом промежутке времени процесса включения муфты с2 не оказывают существенного влияния на изменения скоростей инерционных звеньев модели. Принимаем также, что сброс давления в гидроприводе выключаемой муфты с1 происходит мгновенно, а остаточный момент, передаваемый им, ничтожно мал и поэтому также не учитывается. Таким образом, в рассматриваемом процессе переключения передач участвует только муфта с2.

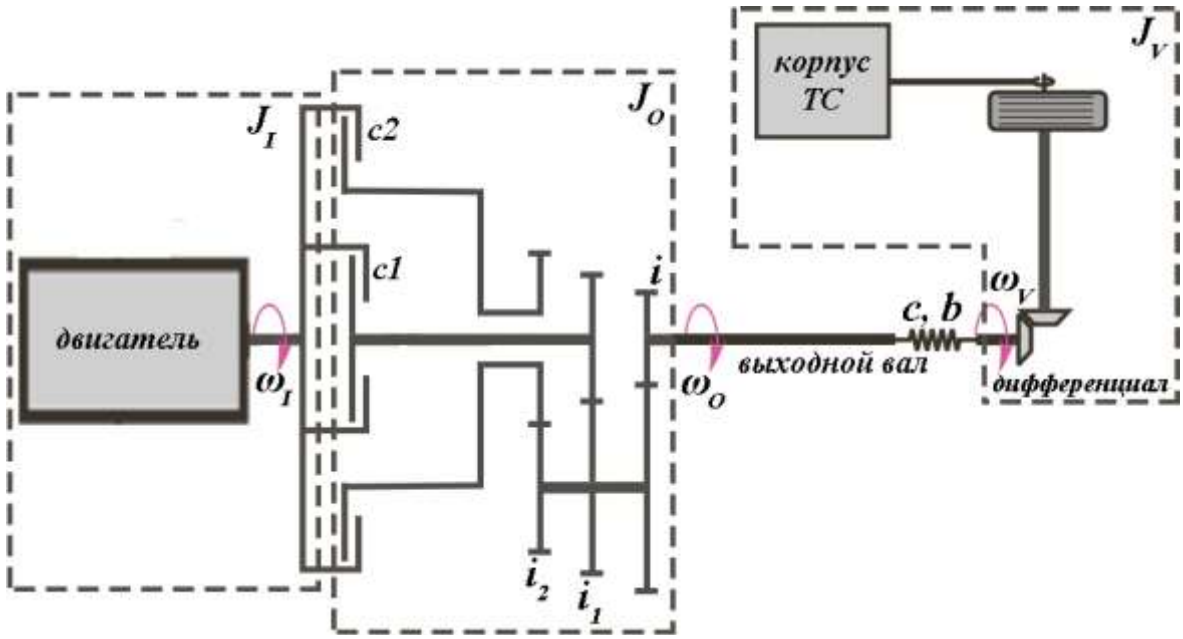


Рис. 2. Схема трансмиссии с двухступенчатой коробкой передач с двумя сцеплениями

В начальный момент времени процесса включения муфты с2 имеет место разница скоростей вращения инерционных элементов J_{I} и J_{O}. При включении муфты с2 за малое время происходит выравнивание скоростей корпуса муфты и ее дисков. При этом момент сил трения между дисками муфты и корпусом, зависящий от силы сжатия и коэффициента трения, исключает проскальзывание между дисками, и является внутренним, приложен к обеим частям модели с разными знаками. В силу вышесказанного рассматриваемая модель на малом интервале времени представляет собой замкнутую систему, для которой применима теорема об изменении момента количества движения при ударе.

Датчик скорости транспортного средства расположен на выходном валу коробки передач. Обозначим задаваемые в программе переключения ступеней значения скоростей ω_O, при достижении которых должны осуществляться переключения: $\omega_O^{(12)}$ – с первой на вторую и $\omega_O^{(21)}$ – со второй на первую. При этом для переключения с первой на вторую ступень необходимо, чтобы ускорение $\dot{\omega}_O > 0$, а при переключении передачи со второй на первую $\dot{\omega}_O < 0$.

Скорость вращения ω_I входного вала коробки передач связана со скоростью вращения ω_O выходного вала передаточными отношениями: $\omega_I^{(12)} = i_1 i \omega_O^{(12)}$ при переключении с первой передачи на вторую, $\omega_I^{(21)} = i_2 i \omega_O^{(21)}$ при переключении со второй передачи на первую. Скорость элемента J_O перед переключением, например, с первой передачи на вторую $\omega_O^{(12)}$, а скорость элемента J_I в этот момент $i_1 i \omega_O^{(12)}$. Приведенный к выходному валу О момент инерции элемента J_I перед включением второй ступени равен $J_\text{I} i_2^2 i^2$.

Выпишем закон сохранения момента количества движения для инерционных элементов J_I и J_O перед и после включения второй передачи:

$$J_\text{I} i_2^2 i^2 \frac{\omega_I^{(2)}}{i_2} + J_\text{O} \omega_O^{(12)} = (J_\text{I} i_2^2 i^2 + J_\text{O}) \omega_O^{(2)}$$

где $\omega_O^{(2)}$ – скорость выходного вала после переключения на вторую ступень. Причем $\omega_I^{(2)} = i_1 \omega_O^{(12)}$, тогда получим:

$$\omega_O^{(2)} = \frac{J_\text{I} i_1 i_2 i^2 + J_\text{O}}{J_\text{I} i_2^2 i^2 + J_\text{O}} \omega_O^{(12)}$$

Изменение скорости $\Delta\omega_O^{(2)}$ на выходе коробки передач после переключения с первой передачи на вторую:

$$\Delta\omega_O = \omega_O^{(2)} - \omega_O^{(12)} = \frac{i_1 - i_2}{J_\text{I} i_2^2 i^2 + J_\text{O}} J_\text{I} i_2 i^2 \omega_O^{(12)} \qquad (1)$$

Как видно из (1), при переключении ступеней с низшей на высшую величина изменения скорости выходного вала положительная, т.к. $i_1 > i_2$. Иными словами, скорость на выходе коробки передач в процессе рассматриваемого переключения увеличится.

Аналогично, закон сохранения момента количества движения для инерционных элементов J_I и J_O перед и после включения первой передачи:

$$J_\text{I} i_1^2 i^2 \frac{\omega_I^{(1)}}{i_1} + J_\text{O} \omega_O^{(21)} = (J_\text{I} i_1^2 i^2 + J_\text{O}) \omega_O^{(1)}$$

где $\omega_O^{(1)}$ – скорость выходного вала после переключения на первую ступень. Причем $\omega_I^{(1)} = i_2 \omega_O^{(21)}$, тогда получим:

$$\omega_O^{(1)} = \frac{J_\text{I} i_1 i_2 i^2 + J_\text{O}}{J_\text{I} i_1^2 i^2 + J_\text{O}} \omega_O^{(21)}$$

Изменение скорости $\Delta\omega_O^{(1)}$ на выходе коробки передач после переключения со второй передачи на первую:

$$\Delta\omega_O = \omega_O^{(1)} - \omega_O^{(21)} = \frac{i_2 - i_1}{J_\text{I} i_1^2 i^2 + J_\text{O}} J_\text{I} i_1 i^2 \omega_O^{(21)}$$

Соответственно при переключении со второй на первую передачу скорость выходного вала коробки передач уменьшится.

Таким образом, выведены соотношения изменения скорости в ударной части модели (рис. 2).

Автоколебания выходного вала коробки передач

Рассмотрим автоколебания выходного вала коробки передач, вызванные резким изменением скорости выходного вала при переключении передач и наличии упругих и диссипативных связей.

Приведя момент инерции J_I к выходному валу, на интервалах между переключениями до звена с максимальной податливостью можно рассматривать общий момент инерции двигателя и элементов коробки передач $\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)$, где j – номер включенной передачи. Таким образом устраняется одна из трех степеней свободы рассматриваемой модели (рис. 2).

Движение модели на j-ой передаче между переключениями описывается системой двух линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{gathered} \left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)\dot{\omega}^{(j)} + b\left(\omega^{(j)} - \omega_V^{(j)}\right) + c\left(\varphi^{(j)} - \varphi_V^{(j)}\right) = iM_I \\ J_V \dot{\omega}_V^{(j)} + b\left(\omega_V^{(j)} - \omega^{(j)}\right) + c\left(\varphi_V^{(j)} - \varphi^{(j)}\right) = -M_R \end{gathered} \qquad (2)$$

В системе (2) φ – угловая координата инерционного элемента $\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)$; φ_V – угловая координата выходного вала после звена с максимальной податливостью; $\omega^{(j)}$ – угловая скорость инерционного элемента $\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)$.

Частоты свободных колебаний модели при отсутствии демпфирования: $k_1 = 0$; $k_2^{(j)} = \sqrt{c\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O + J_{VT}\right)/\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)J_V}$.

Частота затухающих колебаний: $k_2^{*(j)} = \sqrt{{k_2^{(j)}}^2 - {h^{(j)}}^2}$, где $h^{(j)} = b\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O + J_V\right)/2\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)J_V$.

Движение элементов модели между переключениями

Движение элементов модели между переключениями передач представляет собой крутильное колебание инерционных элементов

$\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)$ и J_V относительно центра масс, вращающегося под действием момента вращения и моментов сил сопротивления $M_\text{I} = const \neq 0$, $M_\text{R} = const \neq 0$. Движение центра масс модели является переносным движением модели. Относительное движение элементов $\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O\right)$ и J_V – их синхронные крутильные колебания в противофазе, причем величины амплитуд колебаний обратно пропорциональны моментам инерции [16]. Общее решение полученных уравнений (2) имеет вид:

$$\begin{gathered}\varphi^{(j)} = A^{(j)} e^{-h^{(j)}t}\, sin\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}\right) + C_1^{(j)} + C_2^{(j)} t + a^{(j)} t^2/2 \\ \varphi_V^{(j)} = \mu^{(j)} A^{(j)} e^{-h^{(j)}t}\, sin\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}\right) + C_1^{(j)} + C_2^{(j)} t + a^{(j)} t^2/2,\end{gathered} \quad (3)$$

где $\mu^{(j)} = A_V^{(j)}/A^{(j)} = -\left[(J_I i_j^2 i^2 + J_O)/J_V\right]$,

$a^{(j)} = (iM_\text{I} - M_\text{R})/\left(J_I i_j^2 i^2 + J_O + J_V\right)$.

Постоянные A, β, C_1 и C_2 определяются через начальные условия, то есть через начальные угловые координаты и скорости инерционных элементов модели. В (3) параметры C_1, C_2 и a – характеристики переносного движения, то есть движения центра масс модели, параметры A и β – характеристики относительного движения.

Дифференцированием уравнений (3) получим общий вид уравнений скоростей инерционных элементов на j-ой передаче между переключениями:

$$\omega^{(j)} = A^{(j)} e^{-h^{(j)}t}\left(k_2^{*(j)} \cos\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}\right) - h^{(j)} \sin\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}\right)\right) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t$$

$$\omega_V^{(j)} = \mu^{(j)} A^{(j)} e^{-h^{(j)}t}\left(k_2^{*(j)} \cos\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}\right) - h^{(j)} \sin\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}\right)\right) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t$$

Переносная скорость $C_2^{(j)}$ – начальная скорость центра масс модели на j-ой передаче. Подстановкой $\sin\alpha^{(j)} = h^{(j)}/\sqrt{h^{(j)^2} + k_2^{*(j)^2}}$ и $\cos\alpha^{(j)} = k_2^{*(j)}/\sqrt{h^{(j)^2} + k_2^{*(j)^2}}$ выражения скоростей инерционных элементов преобразуются к виду:

$$\omega^{(j)} = A^{(j)} e^{-h^{(j)}t} \sqrt{h^{(j)^2} + k_2^{*(j)^2}}\, cos\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)} + \alpha^{(j)}\right) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t$$

$$\omega_V^{(j)} = \mu^{(j)} A^{(j)} e^{-h^{(j)}t} \sqrt{h^{(j)^2} + k_2^{*(j)^2}}\, cos\left(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)} + \alpha^{(j)}\right) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t$$

Численное моделирование

С использованием полученных зависимостей проведено численное моделирование движения модели при разгоне транспортного средства с 6-ти ступенчатой коробкой передач с двумя сцеплениями.

Передаточные отношения рассматриваемой в качестве примера коробки передач и соответствующие им скорости выходного вала коробки $\omega^{(j)}$ при принятой максимальной скорости вращения вала двигателя

$\omega_I = 6000$ об./мин. $= 628{,}3$ рад./сек. (скорость переключения) приведены в табл. 1.

Таблица 1. Передаточные отношения 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями.

№ передачи	$\boldsymbol{i}$	**Шаг передаточного отношения**	$\boldsymbol{\omega^{(j)}}$ **при** $\boldsymbol{\omega_I = 628{,}3}$ **рад./сек.**
1.	4,12		152,5
2.	2,48	1,66	253,2
3.	1,64	1,51	382,2
4.	1,17	1,40	535,2
5.	0,91	1,29	690,5
6.	0,75	1,22	842,3

Остальные параметры модели соответствуют современному легковому автомобилю среднего класса. График зависимости угловой скорости выходного вала по времени представлен на рис. 3.

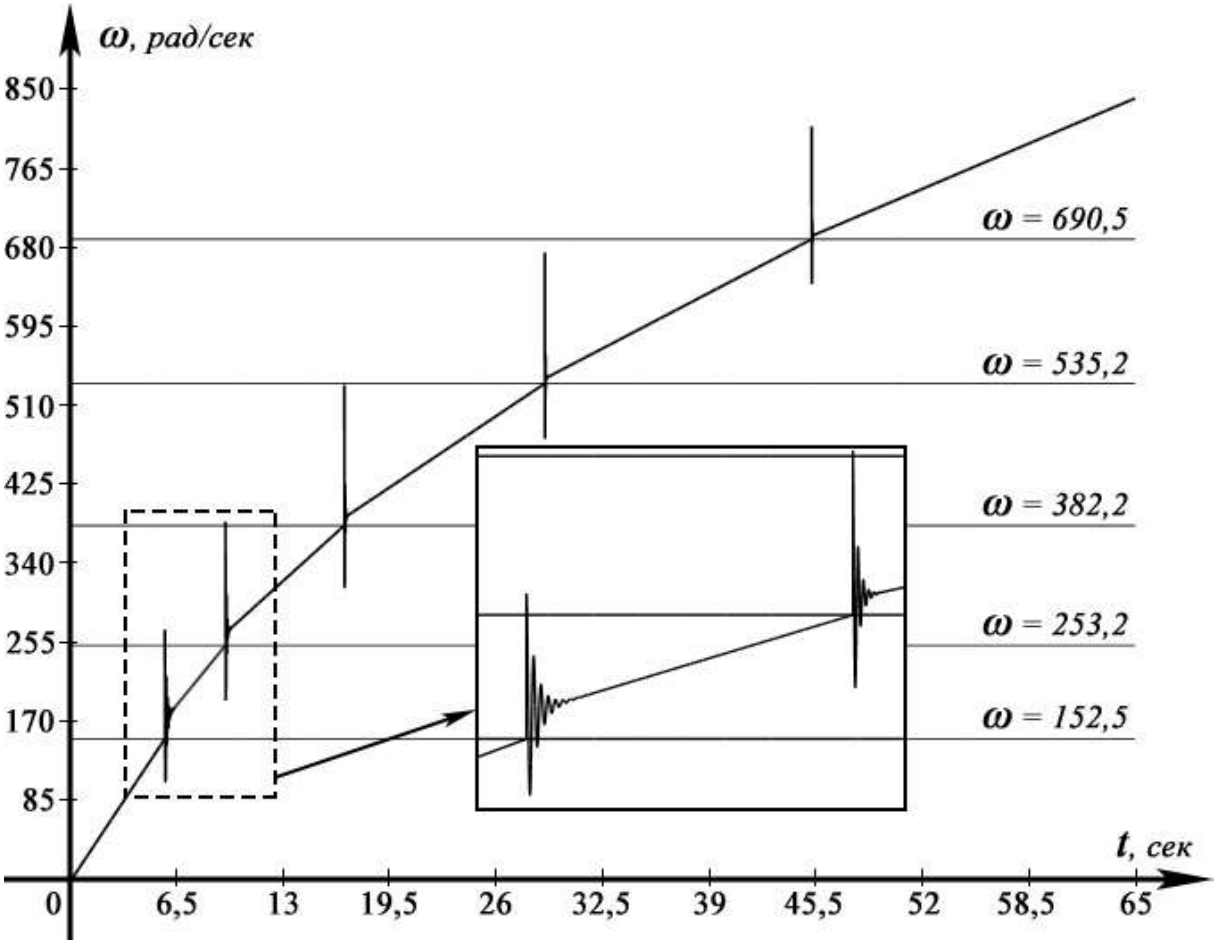


Рис. 3. График изменения угловой скорости выходного вала коробки передач

Полученные результаты численного моделирования показывают, что в случае мгновенного переключения передач в коробке передач возникают весьма существенные ударные нагрузки. Например, при выбранных параметрах модели при переключении со второй передачи на третью угловая скорость кратковременно увеличивается на 133,3 рад./сек, а при переключении с пятой передачи на шестую на 121,6 рад./сек. Амплитуда изменения скорости зависит от шага передаточного отношения и, соответственно, уменьшается с уменьшением шага.

Следует отметить, что здесь рассмотрен экстремальный процесс переключения, позволяющий оценить предельные изменения скорости в случае мгновенного переключения передач. При таких резких скачках скорости на звенья трансмиссии кратковременно действуют недопустимо высокие моменты, что может приводить к преждевременному износу зубчатых передач, их поломке и выходу из строя элементов трансмиссии. Поэтому задача оптимизации управления переключениями в коробках передач с двумя сцеплениями остается актуальной, что подтверждается большим числом научных работ, посвященных этим процессам.

Заключение

Малая длительность переключения передач в современных автоматических коробках передач позволяет рассматривать этот процесс, как удар. А трансмиссию транспортного средства на малом интервале времени – как замкнутую механическую системы, для которой применима теорема об изменении момента количества движения при ударе. С ее использованием получены зависимости скоростей элементов трансмиссии до и после переключения.

В результате описания структуры динамической модели трансмиссии было показано, что она соответствует виброударной автоколебательной системе, в которой удар, вызванный включением передачи, приводит к колебаниям угла вращения выходного вала коробки передач.

В ходе численного моделирование разгона транспортного средства, оснащенного 6-ти ступенчатой коробкой передач с двумя сцеплениями, было показано, что в случае мгновенного переключения передач изменение скорости выходного вала коробки весьма существенны и могут превышать значение скорости переключения на следующую передачу.

Следует отметить, что принятое допущение об отсутствии проскальзывания между дисками включаемой муфты существенно упрощает моделирование, но при этом позволяет оценить предельные нагрузки, возникающие в трансмиссии транспортного средства при переключениях передач.

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда, проект 19-19-00065.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. Springer, Berlin. 2011.
[2] Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. The Automotive Transmission Book. Powertrain. Springer, Cham. 2015.
[3] Förster H.J. Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer, Berlin. 1991.
[4] Genta G., Morello L. The Automotive Chassis. Mechanical Engineering Series. Springer, Dordrecht. 2009.
[5] Matthes, B. Dual Clutch Transmissions - Lessons Learned and Future Potential. SAE Technical Paper # 2005-01-1021, 2005.
[6] Wheals J.C., Turner A., Ramsay K, O'Neil A., Bennet J., Fang H. Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost. SAE Technical Paper # 2007-01-1096, 2007.
[7] Liu Y., Qin D., Jiang H., Zhang Y. Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions. Mechanism and Machine Theory 75 (2014) 41–53.
[8] Kim S., Oh J., Choi S. Gear shift control of a dual-clutch transmission using optimal control allocation. Mechanism and Machine Theory 113 (2017) 109–125.
[9] Schreiber W., Becker V. Doppelkupplungsgetriebe: патент на изобретение № DE 19821164. Опубликовано 18.11.1999.
[10] Басалаев В.Н., Коваленко А.В. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии. Механика машин, механизмов и материалов. 2011. № 2 (15), стр. 24-32.
[11] Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Шевелев А.С. Переключение передач с различной степенью их перекрытия в коробках передач автомобилей и тракторов. Евразийское Научное Объединение. 2015. Т. 1. № 6 (6). С. 67-70.
[12] Bai Sh., Maguire J., Peng H. Dynamic analysis and control system design of automatic transmission. SAE International, Warrendale, Pennsylvania, USA, 2013.
[13] Pfeiffer F. Mechanical System Dynamics. Corrected Second Printing. Springer-Verlag Berlin. 2008.
[14] Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. Третье исправленное и дополненное издание. М.: МАШГИЗ, 1953.

[15] Salamandra K., Tyves L. Application of the Angular Momentum Conservation Law at the Dynamic Analysis of Gearshifts (Paper # F2016-THBG-002). FISITA 2016 World Automotive Congress – Proceedings. Korea.
[16] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991.

G.K. Korendyasev[1], K.B. Salamandra[1]

GEAR SHIFT ANALYSIS IN DUAL-CLUTCH GEARBOXES USING IMPACT THEORY

[1]Mechanical Engineering Research Institute of the Russian academy of Sciences, Russia.

.

Abstract

The article discusses a dynamic model of a transmission containing a dual-clutch gearbox. The absence of a torque converter in such gearboxes, taking into account the short duration of gear shifting (0.2 - 0.5 sec), allows us to present the gear shifting process as an impact. Gear shifting excites the output shaft of the gearbox. Thus, the transmission of the vehicle can be considered as a vibro-impact self-oscillating system.

Key words: gearbox, gear shift, transmission, shift control, dynamic analysis.

REFERENCES

[1] Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. Springer, Berlin. 2011.
[2] Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. The Automotive Transmission Book. Powertrain. Springer, Cham. 2015.
[3] Förster H.J. Automatische Fahrzeuggetriebe. Springer, Berlin. 1991.
[4] Genta G., Morello L. The Automotive Chassis. Mechanical Engineering Series. Springer, Dordrecht. 2009.
[5] Matthes, B. Dual Clutch Transmissions - Lessons Learned and Future Potential. SAE Technical Paper # 2005-01-1021, 2005.
[6] Wheals J.C., Turner A., Ramsay K, O'Neil A., Bennet J., Fang H. Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation

Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost. SAE Technical Paper # 2007-01-1096, 2007.
[7] Liu Y., Qin D., Jiang H., Zhang Y. Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions. Mechanism and Machine Theory 75 (2014) 41–53.
[8] Kim S., Oh J., Choi S. Gear shift control of a dual-clutch transmission using optimal control allocation. Mechanism and Machine Theory 113 (2017) 109–125.
[9] Schreiber W., Becker V. Doppelkupplungsgetriebe: патент на изобретение № DE 19821164. Опубликовано 18.11.1999.
[10] Basalaev V.N. Kovalenko A.V. Investigation of the process of gear shifting under load and optimization of the control of friction clutches of a mechanical transmission (in Russian). Machines, mechanisms and materials mechanics. 2011. № 2 (15), p. 24-32.
[11] Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Shevelev A.S. Gear shifting with varying degrees of overlap in the gearboxes of cars and tractors (in Russian). Eurasian Scientific Association. 2015. V. 1. № 6 (6). p. 67-70.
[12] Bai Sh., Maguire J., Peng H. Dynamic analysis and control system design of automatic transmission. SAE International, Warrendale, Pennsylvania, USA, 2013.
[13] Pfeiffer F. Mechanical System Dynamics. Corrected Second Printing. Springer-Verlag Berlin. 2008.
[14] Chudakov E.A. Design and calculation of the car (in Russian). 3-d ed. Moscow: Mashgiz. 1953.
[15] Salamandra K., Tyves L. Application of the Angular Momentum Conservation Law at the Dynamic Analysis of Gearshifts (Paper # F2016-THBG-002). FISITA 2016 World Automotive Congress – Proceedings. Korea.
[16] Panovko J.G. Introduction to the theory of mechanical vibrations: Textbook. manual for universities. 3-d ed. Moscow: Nauka. 1991.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-11
УДК 621.01

Ю. А. Семенов[1], Н.С.Семенова[2]

ВИБРОАКТИВНОСТЬ МАШИН С УПРУГИМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ МЕХАНИЗМОМ



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



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

Аннотация

Рассмотрены некоторые вопросы динамики машин с учетом упругости звеньев передаточного механизма. В основе таких механизмов лежат зубчатые передачи, у которых даже при постоянной внешней нагрузке на их зубья действуют переменные усилия, т.е. они являются источником виброактивности машины. В работе анализируются причины внутренней виброактивности прямозубой цилиндрической передачи: переменная жесткость зацепления, кинематические погрешности колес.

Ключевые слова: переменная жесткость зацепления, кинематические ошибки зубчатых колес, динамические ошибки

Введение

Одним из наиболее виброактивных элементов машин являются зубчатые передачи. В них действует широкий спектр переменных сил, создаваемых большим числом возмущающих факторов. В первую очередь речь идет о внешних динамических нагрузках. Так, на прямозубую

передачу действуют сравнительно низкочастотные внешние возмущения, идущие со стороны двигателя и исполнительного механизма с частотами rv ($r = 1,2,\ldots$, где v – частота вращения исполнительного звена), а также возмущения с частотами вращения шестерни и колеса, т.е. ω_1 и ω_2.

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

Характерными для зубчатых передач являются силы, связанные с кинематическими погрешностями зубчатых колес: погрешностей профилей зубьев, ошибок основного шага, ошибок монтажа и т.д. Зубья колес в связи с неточностью их изготовления и упругими деформациями входят в контакт не на линии зацепления, а в некоторой нерасчетной точке, в результате чего между вступившими в контакт профилями не будет общей нормали, т.е. произойдет удар.

Внешние динамические нагрузки

Расчетная схема машины с жесткими звеньями не позволяет в принципе определить деформации реальных звеньев и конструктивных элементов кинематических пар. Между тем в современных машинах эти деформации и связанные с ними вибрации (упругие колебания) механизмов имеют первостепенное значение. Они могут существенно влиять на точность механизмов, вызывать значительные динамические нагрузки в звеньях и их сочленениях. Для их исследования приходится пользоваться более сложными динамическими моделями машин, учитывающими упругость звеньев.

В принципе упругими являются все звенья машины, элементы всех кинематических пар: и валы, и зубчатые колеса, и подшипники и т.д. Очевидно, что полный учет упругости всех этих звеньев и кинематических пар приведет к такому усложнению модели, при котором динамический анализ станет практически неосуществим. Поэтому не все звенья считаются упругими, а выделяются те из них, упругость которых может существенно сказаться на результатах динамического анализа. Опыт расчета машин $[1-4]$показывает, что наибольшее значение в таких системах имеет учет деформаций кручения валов и деформаций зубьев зубчатых колес.

В [5]рассмотрена динамическая модель редуктора с внешними нагрузками, представленная на рис. 1. Здесь ротор двигателя 0 приводит во вращение зубчатые колеса 1 и 2 одноступенчатого редуктора и исполнительное звено 3. Участки между звеньями 0 и 1, 1 и 2, 2 и 3 считаются упругими; c_{01}, c_{12}, c_{23} – их жесткости; b_{01}, b_{12}, b_{23} – коэффициенты сопротивления; J_0, J_1, J_2, J_3 – моменты инерции звеньев относительно их собственных осей вращения; M_0 и M_c – движущий момент и момент сил сопротивления. При этом не учитывалась изгибная податливость валов и податливость опор.

Рассматриваемая система имеет четыре степени свободы; в качестве обобщенных координат были выбраны абсолютные углы поворота ротора двигателя q_0, зубчатых колес $q_1 - q_2$ и исполнительного звена q_3. Более удобно привести эти координаты к оси ротора двигателя, введя новые обобщенные координаты:

$$\varphi_0 = q_0; \varphi_1 = q_1; \varphi_2 = i_{12} q_2; \varphi_3 = i_{12} q_3, \qquad (1)$$

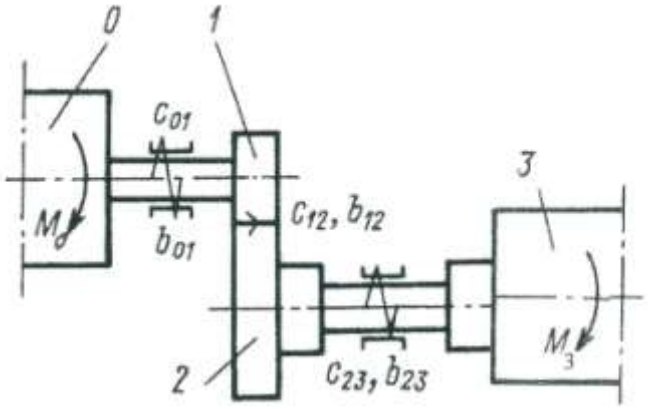


Рис. 1. Динамическая модель машинного агрегата

где i_{12} – передаточное отношение зубчатой передачи. При этом деформации валов и деформации зубчатых передач, приведенные к ведущим колесам, определялись следующим образом:

$$\theta_{01} = \varphi_1 - \varphi_0; \theta_{12} = r_{b2} q_2 - r_{b1} q_1 = r_{b1}(\varphi_2 - \varphi_1); \theta_{23} = i_{12}^{-1}(\varphi_3 - \varphi_2), \qquad (2)$$

где r_{b1}, r_{b2} – радиусы основных окружностей.

Для составления уравнений Лагранжа второго рода определялись кинетическая и потенциальная энергии, а также диссипативная функция.

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{1}{2}\sum_{s=0}^{3} J_s \dot{q}_s^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=0}^{3} J_s \left(\frac{\dot{\varphi}_s}{i_{0,s}}\right)^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=0}^{3} J_{s*} \dot{\varphi}_s^2, \qquad (3)$$

где

$$J_{0*} = J_0; J_{1*} = J_1; J_{2*} = i_{12}^{-2} J_2; J_{3*} = i_{12}^{-2} J_3 \qquad (4)$$

– моменты инерции звеньев передаточного механизма, приведенные к оси вращения ротора двигателя.

Потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} c_{s-1,s}\theta_{s-1,s}^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} c_{s*}(\varphi_s - \varphi_{s-1})^2, \qquad (5)$$

где

$$c_{1*} = c_{01}; c_{2*} = r_{b1}^2 c_{12}; c_{3*} = i_{12}^{-2} c_{23}. \qquad (6)$$

Диссипативная функция

$$\Phi = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} b_{s-1,s}\dot{\theta}_{s-1,s}^2 = \frac{1}{2}\sum_{s=1}^{3} b_{s*}(\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}_{s-1})^2, \qquad (7)$$

где

$$b_{1*} = b_{01}; b_{2*} = r_{b1}^2 b_{12}; b_{3*} = i_{12}^{-2} b_{23}. \qquad (8)$$

Внешними силами, действующими в механической системе, являются движущий момент M_0, приложенный к ротору двигателя, и момент сопротивления M_c, приложенный к исполнительному звену.

Составляя уравнения Лагранжа в форме

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_s}\right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_s} = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_s} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_s} + M_s, \qquad (10)$$

получаем ($s = 0,1,2,\ldots,3$):

$$\left.\begin{aligned} J_0\ddot{\varphi}_0 + b_1(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) + c_1(\varphi_0 - \varphi_1) &= M_0, \\ J_1\ddot{\varphi}_1 + b_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + b_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\varphi_1 - \varphi_0) + c_2(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0, \\ J_2\ddot{\varphi}_2 + b_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + b_3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_2(\varphi_2 - \varphi_1) + c_3(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \\ J_3\ddot{\varphi}_3 + b_3(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_3(\varphi_3 - \varphi_2) &= M_3. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Полученные дифференциальные уравнения (11) описывают движения в передаточном механизме, как в системе абсолютно твердых тел, соединенных последовательно между собой безынерционными упруго-диссипативными элементами. На рис. 2 показана четырехмассная колебательная система, соответствующая системе дифференциальных уравнений (11).

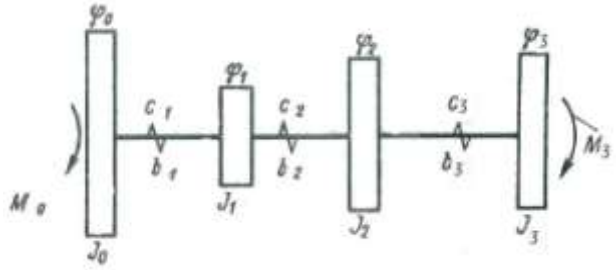


Рис. 2. Приведенная модель свободной цепной системы

В упомянутой выше работе была приведена еще одна форма записи уравнений движения механической системы, полезная для случаев, когда

закон движения ротора двигателя известен. Из уравнений движения (11) выделим уравнение, соответствующее $s=0$, и переходим к деформационным координатам, характеризующим смещение масс относительно ротора двигателя

$$\theta_s = \varphi_s - \varphi_0(t). \tag{12}$$

Тогда уравнения движения системы запишутся в виде

$$\left.\begin{aligned} J_1\ddot{\theta}_1 + b_1\dot{\theta}_1 + b_2(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + c_1\theta_1 + c_2(\theta_1 - \theta_2) &= -J_1\ddot{\varphi}_0(t), \\ J_2\ddot{\theta}_2 + b_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + b_3(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + c_2(\theta_2 - \theta_1) + c_3(\theta_2 - \theta_3) &= -J_2\ddot{\varphi}_0(t), \\ J_3\ddot{\theta}_3 + b_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + c_3(\theta_3 - \theta_2) &= -J_3\ddot{\varphi}_0(t) + M_3, \\ J_0\ddot{\varphi}_0 - b_1\dot{\theta}_1 - c_1\theta_1 &= M_0. \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

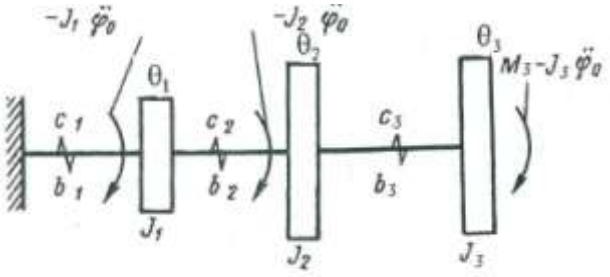


Рис. 3. Приведенная модель системы с закрепленным концом

На рис. 3 показана колебательная система с закрепленным левым концом, для которой уравнения вынужденных колебаний, вызванных приложенными активными и переносными силами инерции $-J_s\ddot{\varphi}_0(t)$, совпадают с уравнениями (13).

Анализируя полученные выражения для динамических ошибок, отмечаем, что наиболее опасным для системы является основной резонанс, возникающий при совпадении частоты возмущения ν с первой собственной частотой k_1. Для сравнительно малооборотных машин удается добиться выполнение условия $\nu << k_1$, что соответствует работе машины в дорезонансном режиме. В этом режиме резонансы могут вызываться высшими гармониками возмущения. Амплитуды этих гармоник возмущения быстро убывают с ростом их номера, поэтому такие резонансы оказываются менее опасными, чем основной резонанс.

Выполнение условия $\nu << k_1$ достигается увеличением жесткости упругих элементов механической системы или уменьшением масс инерционных элементов. В высокооборотных машинах этими методами не удается достичь требуемого результата. В таком случае отстройка от основного резонанса производится уменьшением частоты k_1, что достигается введением податливого элемента (муфты) в передаточный механизм.

Переменная жесткость зацепления

При зацеплении зубчатых колес изменяется число одновременно взаимодействующих пар зубьев. Это является причиной того, что жесткость зацепления не остается постоянной, а оказывается периодической функцией угла поворота шестерни, частота которой совпадает с зубцовой частотой ω_z, равной произведению угловой скорости входного вала и числа зубьев колеса.

Примерный график зависимости жесткости зацепления от времени для прямозубых зубчатых колес показан на рис. 4. Здесь ε – коэффициент перекрытия; τ_z – период зубцовой частоты; $c_{12}^{(2)}$ и $c_{12}^{(1)}$ – линейная жесткость соответственно двухпарного и однопарного зацепления.

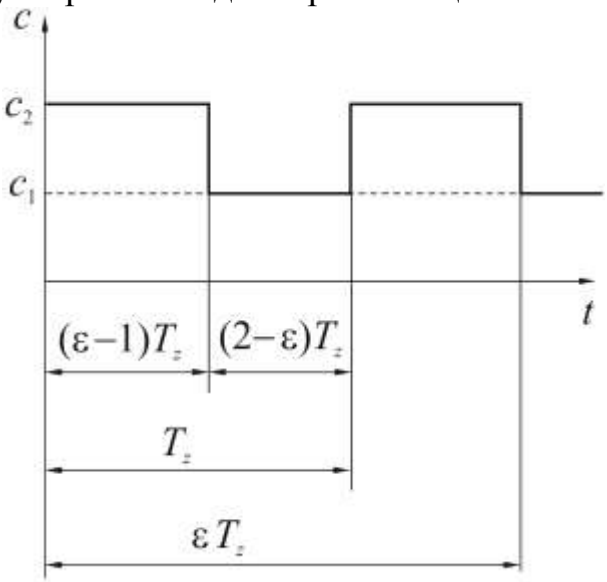


Рис. 4. Зависимость жесткости зацепления от времени

В [6] предложено, что в зубчатой передаче отсутствуют кинематические ошибки, а двигатель моделируется идеальной кинематической характеристикой, при которой $\varphi_0 = \omega_0 t$. Не учитываются диссипативные силы. При таких допущениях дифференциальные уравнения движения механической системы запишутся в виде

$$\left.\begin{array}{c} J_1\ddot{\theta}_1 + c_1\theta_1 + c_2(t)(\theta_1 - \theta_2) = -J_1\ddot{\varphi}_0(t), \\ J_2\ddot{\theta}_2 + c_2(t)(\theta_2 - \theta_1) + c_3(\theta_2 - \theta_3) = -J_2\ddot{\varphi}_0(t), \\ J_3\ddot{\theta}_3 + c_3(\theta_3 - \theta_2) = -J_3\ddot{\varphi}_0(t) + M_3. \end{array}\right\} \qquad (14)$$

При $c_2^{(2)} = 2c$, $c_2^{(1)} = c$ (см. рис. 4) жесткость зацепления была представлена в виде

$$c_2(t) = c \cdot w(t), \qquad (15)$$

где

$$w(t)=\begin{cases}2 & \text{при} \quad 0<t<0{,}5\tau_z,\\ 1 & \text{при} \quad 0{,}5\tau_z<t<\tau_z.\end{cases}$$

Для определения стационарного решения уравнений (14), соответствующего установившемуся движению механической системы, использовался метод последовательных приближений. Были определены динамические усилия в зубчатой передаче, вызванные периодическим изменения жесткости зубьев по фазе зацепления.

В прямозубых передачах при отсутствии сил трения возможен параметрический резонанс, если выполняется условие: $k/\omega_z = s/2$ ($s-$ целое число). При наличии трения параметрический резонанс возможен при достаточно большой глубине модуляции жесткости. Этим и объясняется ограниченное число случаев, в которых обнаруживались области неустойчивости в прямозубых передачах. Показано, что значение коэффициента перекрытия влияет на устойчивость системы.

Кинематическая погрешность зубчатой передачи

Идеальная зубчатая передача воспроизводит линейную функцию положения угла поворота выходного звена: $q_2 = q_1 / i_{12}$(см. рис. 1). В реальной передаче эта зависимость нарушается из-за наличия погрешностей изготовления и сборки, а также из-за упругих деформаций элементов передачи, возникающих под действием передаваемой нагрузки. Разность между действительным и номинальным углами поворота выходного зубчатого колеса при повороте входного колеса на заданный угол называют кинематической погрешностью $\tilde{q}_2 - q_2 = g(q_1)$, приведенной к оси шестерни $1\,[7]$.

Для оценки влияния кинематических ошибок на динамику зубчатых колес примем следующую модель машинного агрегата. Здесь от ротора двигателя 0 вращение через безынерционный упругий вал передается зубчатой передаче, состоящей из шестерни 1 и колеса 2. К ротору приложен момент M_0. Будем считать, что законы движения ротора двигателя и колеса известны: $q_0 = \omega_0 t,\ q_2 = \omega_2 t$.

Из сделанных допущений следует, что кинематическая ошибка зацепления вызывает динамические возмущения во вращении шестерни 1. Примем, что зубчатое колесо *2* имеет кинематическую погрешность в виде синусоиды:

$$g_2(q_2) = g_{20} \sin \xi_2 q_2, \qquad (16)$$

где ξ_2- отношение зубцовой частоты к частоте вращения колеса (для циклической погрешности $\xi_2 = z_2;\ z_2-$ число зубьев колеса 2).

На шестерню 1 действуют два крутящих момента:

со стороны упругого вала $c_{01}(q_0 - q_1)$; со стороны зубчатого колеса 2:

$$M_2 = -r_{b1}c_{12}\left[(q_2 + g_2)r_{b2} - q_1 r_{b1}\right],$$

где q_0, q_1, q_2 – углы поворотов ротора, шестерни и колеса; c_{01} – крутильная жесткость вала; c_{12} – усредненная линейная жесткость зацепления; r_{b1}, r_{b2} – радиусы основных окружностей.

Тогда уравнение движения шестерни запишется в виде

$$J_1\ddot{q}_1 = c_{01}(q_0 - q_1) + r_{b1}c_{12}\left[(q_2 + g_{20}\sin\xi_2 q_2)r_{b2} - q_1 r_{b1}\right]. \qquad (17)$$

Из сделанных выше допущений следуют соотношения:

$$q_0 = \omega_0 t, \quad q_2 = \omega_2 t - \Delta\frac{r_{b1}}{r_{b2}}, \quad \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{\omega_2}{\omega_0}, \qquad (18)$$

где угловая статическая деформация системы

$$\Delta = M_0\left(\frac{1}{c_{01}} + \frac{1}{c_{12}r_{b1}^2}\right). \qquad (19)$$

С учетом соотношений (18) и (19) получим следующее уравнение движения шестерни:

$$\begin{aligned} J_1\ddot{q}_1 + (c_{01} + c_{12}r_{b1}^2)q_1 &= (c_{01} + c_{12}r_{b1}^2)\left(\omega_0 t - \frac{M_0}{c_{01}}\right) + \\ &+ r_{b1}r_{b2}c_{12}g_{20}\sin\left(\xi_2\omega_0\frac{r_{b1}}{r_{b2}}t + \alpha\right), \end{aligned} \qquad (20)$$

где $\alpha = -\xi_2\Delta r_{b1}/r_{b2}$.

В уравнении (20) обозначим: амплитуду угловой кинематической погрешности, приведенную к шестерне 1: $g_{10} = g_{20}r_{b2}/r_{b1}$; приведенную жесткость $c_1 = c_{01} + c_{12}r_{b1}^2$; приведенную частоту кинематической погрешности $\xi_1 = \xi_2 r_{b1}/r_{b2}$.

Уравнение (20) в новых обозначениях примет вид:

$$J_1\ddot{q}_1 + c_1 q_1 = c_1\left(\omega_0 t - \frac{M_0}{c_{01}}\right) + c_{12}r_{b1}^2 g_{10}\sin\xi_1(\omega_0 t - \Delta). \qquad (21)$$

Общее решение этого уравнения

$$q_1 = C_1\cos kt + C_2\sin kt + \frac{c_{12}g_{10}r_{b1}^2}{c_1 - J_1\xi_1^2\omega_0^2}\sin\xi_1(\omega_0 t - \Delta) - \frac{M_0}{c_{01}} + \omega_0 t, \qquad (22)$$

где $k = \sqrt{c_1/J_1}$ – частота собственных колебаний шестерни 1; C_1, C_2 – произвольные постоянные.

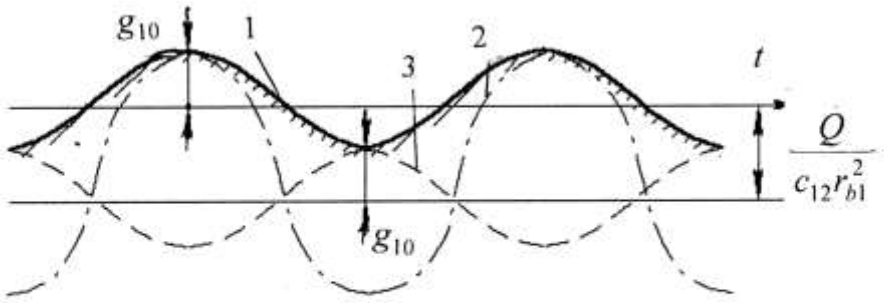
Свободные колебания, характеризуемые первыми двумя членами решения (22), при учете сил сопротивления со временем затухают. Последние два слагаемые описывают вращение шестерни со средней угловой скоростью ω_0.

Вокруг этого равномерного вращения совершаются вынужденные колебания

$$\theta_1(t) = g_{10}\frac{c_{12}r_{b1}^2}{J_1(k^2-\xi_1^2\omega_0^2)}\sin\xi_1(\omega_0 t-\Delta). \qquad (23)$$

Как следует из формулы (23), снижение амплитуды колебаний в передаче с кинематической погрешностью можно достичь путем повышения податливости зубьев. Следует отметить, что верхний предел амплитуды вынужденных колебаний ограничен: в дорезонансном режиме $(k > \xi_1\omega_0)$ амплитуда вынужденных колебаний не может превосходить суммы статической деформации звеньев $\Delta_3 = M_0/c_{12}r_{b1}^2$ и амплитуды кинематической погрешности зацепления g_{10}; в зарезонансном режиме $(k < \xi_1\omega_0)$ амплитуда вынужденных колебаний не может превосходить разности этих величин (рис. 5):

$$\frac{g_{10}c_{12}r_{b1}^2}{J_1\left(k^2-\xi_1^2\omega_0^2\right)} \le \Delta_3 \pm g_{10}. \qquad (24)$$



1 - кинематическая погрешность зацепления;
2 - вынужденные колебания в дорезонансной области;
3 – вынужденные колебания в зарезонансной области.

Рис. 5

В дорезонансной области наибольшая возможная амплитуда вынужденных колебаний $\theta_{1\max} = 2\Delta_3$, а наибольшая нагрузка на зубьях равна удвоенной статической нагрузке. Больших величин нагрузка принимать не может (без размыкания зубьев). В зарезонансной области должно выполняться условие:

$$\Delta_3 > g_{10}. \qquad (25)$$

При нарушении условия (25) произойдет размыкание зубьев шестерни и колеса и полученное выше выражение (23) уже не будет характеризовать вынужденные колебания в исходной системе.

Предельное состояние системы, при котором наступает размыкание зубьев сопряженных колес, определяется условием $M_2 = 0$. Тогда уравнение движения шестерни:

$$J_1 \ddot{q}_1 = c_{01}(q_0 - q_1). \qquad (26)$$

Подставив в уравнение (26) значение q_1 из выражения (22) и опустив при этом члены, характеризующие собственные колебания, получим

$$-J_1 \frac{c_{12} g_{10} r_{b1}^2 \xi_1^2 \omega_0^2}{c_1 - J_1 \xi_1^2 \omega_0^2} \sin \xi_1(\omega_0 t - \Delta) = M_0 + \left[\omega_0 t - \frac{c_{12} g_{10} r_{b1}^2}{c_1 - J_1 \xi_1^2 \omega_0^2} \sin \xi_1(\omega_0 t - \Delta) - \omega_0 t \right] c_{01}.$$

После подстановки $c_1 = c_{01} + c_{12} r_{b1}^2$ и преобразований найдем

$$\frac{g_{10}}{(c_{12} r_{b1}^2)^{-1} + (c_{01} - J_1 \xi_1^2 \omega_0^2)^{-1}} \sin \xi_1(\omega_0 t - \Delta) = M_0.$$

Это выражение можно рассматривать как уравнение, позволяющее определить время t размыкания зубьев:

$$\sin \xi_1(\omega_0 t - \Delta) = \frac{M_0}{g_{10}} \left(\frac{1}{c_{12} r_{b1}^2} + \frac{1}{c_{01} - J_1 \xi_1^2 \omega_0^2} \right).$$

Для того чтобы полученное уравнение имело действительные корни, необходимо

$$\frac{M_0}{g_{10}} \left| \frac{1}{c_{12} r_{b1}^2} - \frac{1}{J_1 \xi_1^2 \omega_0^2 - c_{01}} \right| \le 1. \qquad (27)$$

Неравенство (27) является условием размыкания зубьев [9].

Заключение

В статье рассмотрены причины внутренней виброактивности прямозубой цилиндрической передачи [8–15]: переменная жесткость зацепления, кинематические погрешности колес. Определены динамические ошибки и нагрузки в зубчатой передаче. В прямозубых передачах при отсутствии сил трения рассмотрена возможность параметрического резонанса.

Показано, что при малых частотах вращения размыкание сопряженных зубьев может происходить только при большой величине отношения g_{10} / Δ_3, т.е. либо при значительной амплитуде погрешности зацепления, либо при очень малой статической нагрузке (в малонагруженной передаче). Из условия (25) получено допустимое значение амплитуды кинематической ошибки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] 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.

[2] Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. 263 с.

[3] Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. 352 с.

[4] Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, . 2015, 390 p.

[5] Semenov Yu.A., Semenova N.S. Determination of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, p 163-174.

[6] Semenov Yu.A., Semenova N.S., Egorova O.V. Dynamic Mesh Forces in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. Review of Mechanical Engineerinf, Volume 12, Issue 9, Sept, 2018 p. 736-741.

[7] Лившиц Г.А. Динамика зубчатой передачи в связи с точностью зацепления.//Труды ЦНИИТМАШ. 1963.

[8] Коловский М.З., Черников А.В. О влиянии кинематической точности зубчатой передачи на виброактивность машинного агрегата.//Проблемы машиностроения и надежности. 1995, № 4.

[9] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. About implementation harmonic impact of the resonance method. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 83-90

[10] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127

[11] Advances in mechanical engineering: Selected contributions from the conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Evgrafov, A. 2016 Lecture Notes in Mechanical Engineering.

[12] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khisamov, A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering. 12(5), p. 400-404.

[13] Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Теория механизмов и машин в примерах и задачах. Ч. 2. СПб, Изд-во Политехн. ун-та, 2016 -282 с

[14] Абрамов Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. Харьков /ХГУ 1968. 175 с.

[15] Вибрация в технике. Справочник в шести томах. М.: Машиностроение. 1981.

Yu.A.Semenov , N.S. Semenova

VIBRATION ACTIVE OF MACHINES WITH ELASTIC TRANSMISSION MECHANISM

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

Some questions of machine dynamics are considered, taking into account the elasticity of the transmission mechanism links. Such mechanisms are based on gear drives, which even under constant external load have variable forces acting on their teeth, i.e. they are a source of vibration activity of the machine. The paper analyzes the causes of internal vibration activity of a straight-toothed cylindrical transmission: variable gearing stiffness, kinematic errors of the wheels.

Key words: variable gearing stiffness, kinematic errors of gears, dynamic errors

REFERENCES

[1] 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. (rus.)
[2] Kolovsky M. Z. Dynamics of machines. Mashinostroenie, 1989. 263 p. (rus.).
[3] Veits V. L., Kolovsky M. Z., Kochura A. E. Dynamics of controlled machine aggregates. Moscow: Nauka, 1984, 352 p. (rus.)
[4] Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, . 2015, 390 p.
[5] Semenov Yu. A., Semenova N. S. Determination of Dynamic Errors in Machines with Elastic Links. Springer, June 2019, p 163-174.
[6] Semenov Yu. A., Semenova N. S., Egorova O. V. Dynamic Mesh Forces in Accounting of the Time Variable Mesh Stiffness of a Gear Train. Review of Mechanical Engineerinf, Volume 12, Issue 9, Sept, 2018 p. 736-741.
[7] Livshits G. A. Dynamics of gear transmission in connection with the accuracy of engagement.//Trudy TSNIITMASH. 1963. (rus.)
[8] Kolovsky M. Z., Chernikov A.V. On the influence of kinematic accuracy of gear transmission on the vibration activity of the machine unit.//Problems of mechanical engineering and reliability. 1995, № 4. (rus.)
[9] Andrienko, P.A., Karazin, V.I., Kozlikin, D.P., Khlebosolov, I.O. About implementation harmonic impact of the resonance method. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 83-90

[10] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Petrov, G.N. Analysis of the self-braking effect of linkage mechanisms. 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 119-127
[11] Advances in mechanical engineering: Selected contributions from the conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2014. Evgrafov, A. 2016 Lecture Notes in Mechanical Engineering.
[12] Evgrafov, A.N., Karazin, V.I., Khisamov, A.V. Research of high-level control system for centrifuge engine. 2018. International Review of Mechanical Engineering. 12(5), p. 400-404.
[13] Semenov Yu. a., Semyonova N. S. Theory of mechanisms and machines in examples and problems. Part 2. Saint Petersburg, Polytechnic University. UN-TA, 2016 -282 p. (rus.)
[14] Abramov B. M. Vibrations of straight-toothed gears. Kharkiv /KSU 1968. 175 p. (rus.)
[15] Vibration in technology. Handbook in six volumes. M.: mechanical engineering. 1981. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-12
УДК 531.53

А.С. Смирнов[1], Б.А.Смольников[2]

КОЛЕБАНИЯ ДВОЙНОГО МАТЕМАТИЧЕСКОГО МАЯТНИКА С НЕКОЛЛИНЕАРНЫМИ ШАРНИРАМИ



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



[2]Борис 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 рассматривается динамика двойного математического маятника, у которого оси цилиндрических шарниров не коллинеарны друг другу и образуют между собой некоторый острый угол. Такая система представляет собой простейшую схему пространственного двухзвенного манипулятора, а также может являться составным элементом различных многозвенных робототехнических устройств. Приводятся основные геометрические и кинематические характеристики двойного маятника, которые необходимы для вывода уравнений его движения. Изучаются малые колебания системы вблизи нижнего положения равновесия, в результате чего получены формулы для частот и форм малых колебаний системы. При помощи качественного и графического анализа найденных выражений устанавливается характер зависимости частот и форм от угла между шарнирами маятника. Полученные результаты представляют как теоретический интерес, так и важное практическое значение.

Ключевые слова: пространственный двойной маятник, неколлинеарные шарниры, свободные колебания, линейная модель, частоты и формы малых колебаний.

Введение

Вопросам динамики маятниковых систем и управления их движением в последнее время уделяется довольно большое внимание, о чем свидетельствуют многочисленные публикации [1-6]. Особый интерес среди маятниковых конструкций вызывают двойной маятник и его различные модификации, которые являются одними из наиболее популярных объектов исследования в теории колебаний систем с несколькими степенями свободы, а также смежных дисциплинах. Это объясняется их важными практическими приложениями, связанными в первую очередь с конструированием разнообразных манипуляторов, использованием их как элементов сложных робототехнических конструкций и моделированием биодинамических систем. Можно выделить следующие основные направления изучения двойного маятника в последние десятилетия: создание и анализ компьютерных моделей с наглядной визуализацией динамического поведения [7-9], анализ хаотического поведения [10-16], анализ управляемых движений [17-19], динамика и стабилизация перевернутого двойного маятника [20-23], динамика при вибрации точки подвеса [24-27], построение оптимальных режимов движения [28-30]. Однако в существующих работах, как правило, рассматривается лишь плоский двойной маятник, у которого оси обоих шарниров являются коллинеарными. Тем не менее, у многих реальных конструкций манипуляторов и педипуляторов шарнирные оси составляют между собой некоторый угол [31, 32]. В результате такой двойной маятник становится пространственным, а потому его движения приобретают более интересный характер, охватывая множество различных конфигураций. Динамическое поведение подобных конструкций еще недостаточно детально изучено в существующей литературе, а вместе с тем такие системы имеют важное практическое и перспективное значение, что обеспечивает актуальность данного исследования.

Расчетная схема пространственного двойного маятника

Обратимся к изучению расчетной схемы двойного маятника, состоящего из двух шарнирно соединенных одинаковых математических маятников длиной l и с концевыми грузами массой m. Будем полагать, что в своем главном положении равновесия, когда оба звена лежат на одной вертикали, а шарнирные углы их поворота равны нулю, оси обоих

цилиндрических шарниров горизонтальны и образуют между собой угол α, т. е. не коллинеарны друг другу (рис. 1). Вследствие этого геометрия и кинематика данной системы оказываются значительно сложнее, чем для обычного плоского двойного маятника.

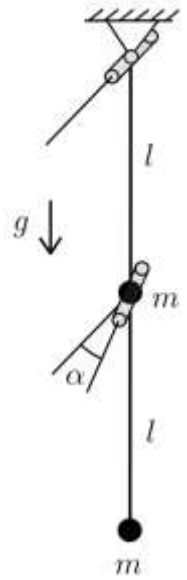


Рис. 1. Равновесное положение

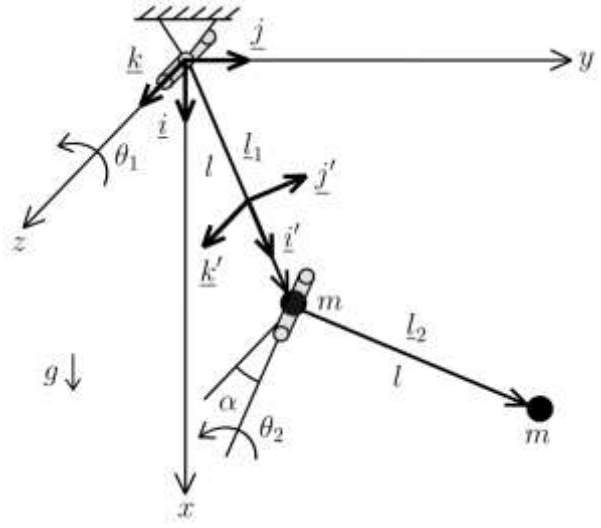


Рис. 2. Отклоненное положение

На рис. 2 представлено отклоненное положение рассматриваемого двойного маятника. В качестве обобщенных координат будем принимать шарнирные углы поворота θ_1 и θ_2. Для удобства дальнейших действий введем прямоугольную декартову систему координат *xyz* и связанный с ней неподвижный ортогональный базис $\underline{i}\ \underline{j}\ \underline{k}$ так, что в состоянии главного равновесия первое звено направлено по орту $\underline{i}$. Кроме того, для удобства введем подвижный ортогональный базис $\underline{i}'\ \underline{j}'\ \underline{k}'$, связанный с первым звеном так, что орт $\underline{i}'$ направлен вдоль оси этого звена от входного (первого) шарнира к выходному (второму) шарниру, повернутому на угол α относительно входного шарнира.

Вывод уравнений движения системы

Перейдем теперь к вычислению кинетической и потенциальной энергий системы. Ясно, что энергии первого груза определяются легко, поскольку его скорость есть $v_1 = l\dot{\theta}_1$, а вертикальная координата задается выражением $x_1 = l\cos\theta_1$. Основной же трудностью на пути вывода уравнений движения этой системы является нахождение скорости и вертикальной координаты второго концевого груза, который совершает сложное пространственное движение, определяемое углами θ_1, θ_2 и α. Наиболее идейно простым способом нахождения скорости этого груза

является координатный метод, в ходе которого необходимо определить декартовы координаты этого груза в неподвижном базисе, а далее найти отвечающие им проекции скорости на координатные оси.

С этой целью получим выражение для радиус-вектора $\underline{r}_2$ второго груза. Для этого найдем сначала векторы $\underline{l}_1$ и $\underline{l}_2$, имеющие длину и направление звеньев, в базисе $\underline{i}'\ \underline{j}'\ \underline{k}'$, в котором они имеют наиболее простые представления:

$$\underline{l}_1 = l\underline{i}',\ \underline{l}_2 = l\left(\cos\theta_2\underline{i}' + \cos\alpha\sin\theta_2\underline{j}' - \sin\alpha\sin\theta_2\underline{k}'\right). \tag{1}$$

Суммируя эти векторы, получим искомый вектор $\underline{r}_2$:

$$\underline{r}_2 = \underline{l}_1 + \underline{l}_2 = l\left[(1+\cos\theta_2)\underline{i}' + \cos\alpha\sin\theta_2\underline{j}' - \sin\alpha\sin\theta_2\underline{k}'\right]. \tag{2}$$

Если теперь учесть очевидные соотношения между ортами базисов $\underline{i}'\ \underline{j}'\ \underline{k}'$ и $\underline{i}\ \underline{j}\ \underline{k}$

$$\underline{i}' = \cos\theta_1\underline{i} + \sin\theta_1\underline{j},\ \underline{j}' = -\sin\theta_1\underline{i} + \cos\theta_1\underline{j},\ \underline{k}' = \underline{k}, \tag{3}$$

то можно получить выражение для $\underline{r}_2$ и в неподвижном базисе $\underline{i}\ \underline{j}\ \underline{k}$:

$$\begin{aligned}\underline{r}_2 = l\Big[&\left((1+\cos\theta_2)\cos\theta_1 - \cos\alpha\sin\theta_2\sin\theta_1\right)\underline{i} + \\ &+\left((1+\cos\theta_2)\sin\theta_1 + \cos\alpha\sin\theta_2\cos\theta_1\right)\underline{j} - \sin\alpha\sin\theta_2\underline{k}\Big].\end{aligned} \tag{4}$$

Из этого выражения определяются декартовы координаты второго груза в системе координат *xyz*:

$$\begin{cases} x_2 = l\left[(1+\cos\theta_2)\cos\theta_1 - \cos\alpha\sin\theta_2\sin\theta_1\right] \\ y_2 = l\left[(1+\cos\theta_2)\sin\theta_1 + \cos\alpha\sin\theta_2\cos\theta_1\right]. \\ z_2 = -l\sin\alpha\sin\theta_2 \end{cases} \tag{5}$$

Дифференцируя эти выражения по времени, можно найти проекции скорости второго груза на координатные оси, а затем определить и квадрат его скорости:

$$\begin{aligned}v_2^2 = \dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2 = l^2\Big[&(1+\cos^2\alpha + 2\cos\theta_2 + \sin^2\alpha\cos^2\theta_2)\dot{\theta}_1^2 + \\ &+2\cos\alpha(1+\cos\theta_2)\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_2^2\Big].\end{aligned} \tag{6}$$

Следовательно, кинетическая энергия системы определяется выражением

$$\begin{aligned}T = \frac{1}{2}m(v_1^2 + v_2^2) = \frac{1}{2}ml^2\Big[&(2+\cos^2\alpha + 2\cos\theta_2 + \sin^2\alpha\cos^2\theta_2)\dot{\theta}_1^2 + \\ &+2\cos\alpha(1+\cos\theta_2)\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_2^2\Big] = \frac{1}{2}\dot{\boldsymbol{\theta}}^{\mathrm{T}}\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta})\dot{\boldsymbol{\theta}},\end{aligned} \tag{7}$$

где $\boldsymbol{\theta} = [\theta_1, \theta_2]^{\mathrm{T}}$ – столбец обобщенных координат, а матрица $\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta})$ кинетической энергии, называемая матрицей инерционных коэффициентов, является симметричной ($\mathbf{A}^{\mathrm{T}} = \mathbf{A}$) и имеет вид

$$\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta}) = ml^2 \begin{bmatrix} 2+\cos^2\alpha+2\cos\theta_2+\sin^2\alpha\cos^2\theta_2 & \cos\alpha(1+\cos\theta_2) \\ \cos\alpha(1+\cos\theta_2) & 1 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Потенциальная энергия системы определяется выражением

$$\Pi(\boldsymbol{\theta}) = mg(3l - x_1 - x_2) = mgl\left[3-(2+\cos\theta_2)\cos\theta_1+\cos\alpha\sin\theta_2\sin\theta_1\right], \quad (9)$$

где для удобства добавлена аддитивная постоянная так, чтобы было $\Pi = 0$ в положении равновесия $\theta_1 = 0$, $\theta_2 = 0$. Подставляя выражения (7) и (9) в уравнения Лагранжа второго рода в матричной форме

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\boldsymbol{\theta}}} - \frac{\partial T}{\partial \boldsymbol{\theta}} = -\frac{\partial \Pi}{\partial \boldsymbol{\theta}}, \quad (10)$$

получим после ряда преобразований уравнения движения пространственного двойного маятника в универсальной матричной форме

$$\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta})\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{B}(\boldsymbol{\theta}, \dot{\boldsymbol{\theta}}) + \mathbf{C}(\boldsymbol{\theta}) = 0, \quad (11)$$

где матрица $\mathbf{A}(\boldsymbol{\theta})$ имеет представление (8), а столбцы $\mathbf{B}(\boldsymbol{\theta}, \dot{\boldsymbol{\theta}})$ и $\mathbf{C}(\boldsymbol{\theta})$ определяются выражениями

$$\mathbf{B}(\boldsymbol{\theta}, \dot{\boldsymbol{\theta}}) = ml^2 \sin\theta_2 \begin{bmatrix} -\left(2(1+\sin^2\alpha\cos\theta_2)\dot{\theta}_1 + \cos\alpha\dot{\theta}_2\right)\dot{\theta}_2 \\ (1+\sin^2\alpha\cos\theta_2)\dot{\theta}_1^2 \end{bmatrix},$$
$$\mathbf{C}(\boldsymbol{\theta}) = mgl \begin{bmatrix} (2+\cos\theta_2)\sin\theta_1 + \cos\alpha\sin\theta_2\cos\theta_1 \\ \sin\theta_2\cos\theta_1 + \cos\alpha\cos\theta_2\sin\theta_1 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Нелинейная математическая модель (11) с учетом (8) и (12) позволяет поставить и решить множество задач о динамическом поведении пространственного двойного маятника.

Анализ малых колебаний системы

Ограничимся в настоящей статье анализом линейной модели пространственного двойного маятника и выясним, как влияет угол α на частоты и формы его свободных колебаний. Линеаризуя с этой целью уравнение (11), приходим к линейному матричному уравнению

$$\mathbf{A}_0\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C}_0\boldsymbol{\theta} = 0, \quad (13)$$

где постоянные симметричные матрицы инерционных $\mathbf{A}_0$ и квазиупругих $\mathbf{C}_0$ коэффициентов имеют вид

$$\mathbf{A}_0 = ml^2 \begin{bmatrix} 5 & 2\cos\alpha \\ 2\cos\alpha & 1 \end{bmatrix}, \ \mathbf{C}_0 = mgl \begin{bmatrix} 3 & \cos\alpha \\ \cos\alpha & 1 \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Будем разыскивать решение уравнения (13) в виде одночастотных гармонических колебаний

$$\boldsymbol{\theta} = \boldsymbol{\Theta}\cos(k_0 t + \delta_0), \quad (15)$$

где $\mathbf{\Theta}$ – неизвестный столбец амплитуд, k_0 – частота колебаний, δ_0 – начальная фаза. Подставляя решение (15) в уравнение (13), получим матричное алгебраическое уравнение

$$(\mathbf{C}_0 - k_0^2 \mathbf{A}_0)\mathbf{\Theta} = 0. \qquad (16)$$

Это уравнение имеет нетривиальное решение лишь в том случае, когда

$$\det(\mathbf{C}_0 - k_0^2 \mathbf{A}_0) = 0. \qquad (17)$$

Раскрывая этот определитель с учетом представлений (14), нетрудно прийти к биквадратному уравнению относительно искомой частоты. В безразмерной форме это уравнение имеет вид

$$(1 + 4\sin^2\alpha)\, p_0^4 - 4(1 + \sin^2\alpha)\, p_0^2 + 2 + \sin^2\alpha = 0, \qquad (18)$$

где введены следующие обозначения: $p_0 = k_0 / k$ – безразмерная частота колебаний пространственного двойного маятника, а $k = \sqrt{g / l}$ – частота малых колебаний математического маятника длиной l. Разрешая уравнение (18) относительно p_0, находим безразмерные частоты колебаний

$$p_{s0} = \sqrt{\frac{2(1 + \sin^2\alpha) \pm \sqrt{2 - \sin^2\alpha}}{1 + 4\sin^2\alpha}}, \quad s = 1, 2. \qquad (19)$$

Истинные же частоты k_{s0} получаются умножением безразмерных частот на k. Подчеркнем, что здесь и далее нижний знак отвечает первой частоте, (при $s = 1$), а верхний знак – второй частоте (при $s = 2$). Индекс «0» у частот подчеркивает, что полученные частоты отвечают линейной модели.

Проанализируем зависимости (19). Легко видеть, что для плоского двойного маятника, которому отвечает значение $\alpha = 0$, получаем отсюда широко известные результаты [17,19]

$$p_{10} = \sqrt{2 - \sqrt{2}} \approx 0.7654, \quad p_{20} = \sqrt{2 + \sqrt{2}} \approx 1.8478. \qquad (20)$$

В другом частном случае, когда $\alpha = \pi / 2$, двойной маятник можно назвать ортогональным, а частоты его колебаний согласно (19) будут

$$p_{10} = \sqrt{\frac{3}{5}} \approx 0.7746, \quad p_{20} = 1. \qquad (21)$$

Чтобы выявить качественно влияние угла между шарнирами на частоты колебаний, получим приближенные формулы для этих частот вблизи крайних значений $\alpha = 0$ и $\alpha = \pi / 2$. Так, раскладывая (19) в ряд Тейлора по α вблизи точки $\alpha = 0$ и удерживая лишь одну поправку, находим

$$p_{10} = \sqrt{2 - \sqrt{2}}\left(1 + \frac{5\sqrt{2} - 7}{8}\alpha^2\right), \quad p_{20} = \sqrt{2 + \sqrt{2}}\left(1 - \frac{5\sqrt{2} + 7}{8}\alpha^2\right). \qquad (22)$$

Видно, что коэффициент при α^2 в скобке для частоты p_{10} равен 0.0089, тогда как для частоты p_{20} он равен –1.7589. Поэтому при увеличении α от 0 первая частота незначительно увеличивается, тогда как вторая частота

начинает сильно уменьшаться. Аналогично можно получить приближенные формулы и вблизи $\alpha = \pi/2$, если разложить выражения (19) в ряд по степеням малого параметра $\varepsilon = \pi/2 - \alpha$, удержав по-прежнему одну поправку:

$$p_{10} = \sqrt{\frac{3}{5}}\left(1 - \frac{1}{60}\varepsilon^2\right),\ p_{20} = 1 + \frac{1}{4}\varepsilon^2. \qquad (23)$$

Отсюда видно, что при уменьшении α от $\pi/2$ первая частота лишь незначительно снижается, тогда как вторая частота увеличивается в большей степени. Графики зависимости безразмерных частот колебаний p_{s0} от угла α представлены на рис. 3. Из них отчетливо видно, что первая частота практически не зависит от α – наибольшее ее значение (при $\alpha = \pi/2$) отличается от наименьшего (при $\alpha = 0$) всего на 1.2%. Вторая же частота зависит от α гораздо более существенно.

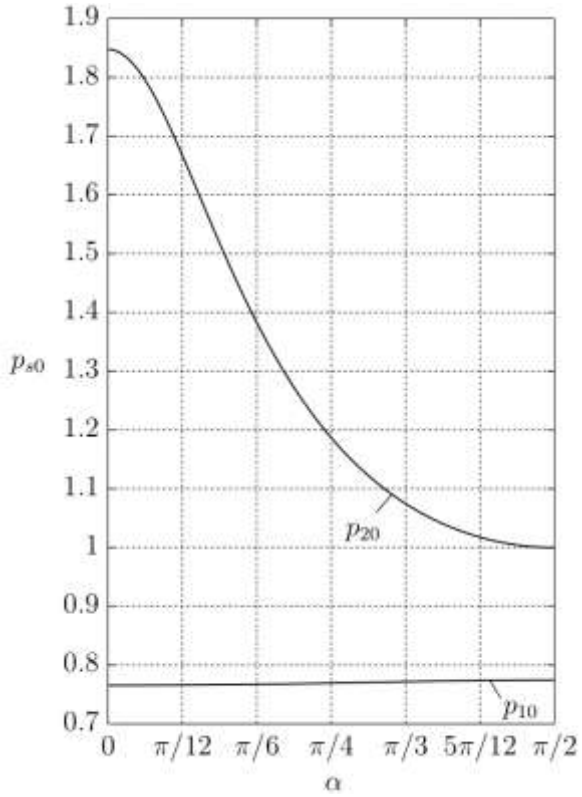


Рис. 3. Частоты колебаний

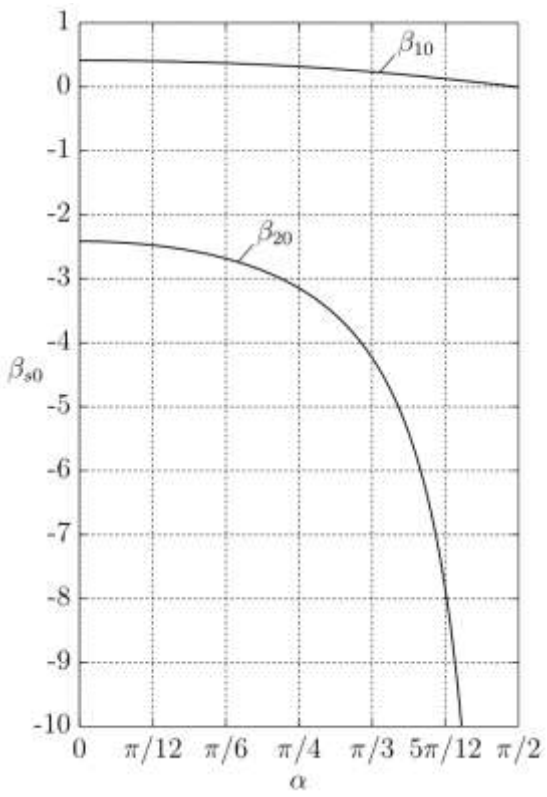


Рис. 4. Формы колебаний

Перейдем теперь к нахождению собственных форм колебаний, соответствующих найденным частотам колебаний p_{s0}. Они определяются соотношением между компонентами столбца $\boldsymbol{\Theta} = [\Theta_1, \Theta_2]^{\mathrm{T}}$, т. е. соотношением между амплитудами колебаний Θ_1 и Θ_2 углов поворота θ_1 и θ_2 в шарнирах маятника. Будем характеризовать форму колебаний отношением $\beta_{s0} = \Theta_2 / \Theta_1$. Эту величину можно найти из любого из двух

скалярных уравнений, отвечающих матричному уравнению (16), например, второго, ибо эти уравнения при подстановке в них частот становятся линейно зависимыми в силу условия (17). В результате после ряда преобразований получим

$$\beta_{s0} = -\frac{3 \pm 2\sqrt{2 - \sin^2\alpha}}{\cos 2\alpha \pm \sqrt{2 - \sin^2\alpha}} \cos\alpha . \qquad (24)$$

Проанализируем эти зависимости. Так, для плоского двойного маятника, когда $\alpha = 0$, получим

$$\beta_{10} = \sqrt{2} - 1 \approx 0.4142 , \; \beta_{20} = -\sqrt{2} - 1 \approx -2.4142 . \qquad (25)$$

Что же касается случая ортогонального двойного маятника при $\alpha = \pi / 2$, то для него находим

$$\beta_{10} = 0 , \; \beta_{20} = -\infty , \qquad (26)$$

причем во втором случае мы имеем неопределенность вида 0/0 в пределе при $\alpha \to \pi / 2$, которая несложно раскрывается. Формулы (26) означают, что колебания по каждой из степеней свободы в этом случае оказываются независимыми. Этот факт можно понять и из выражений (14) для матриц $\mathbf{A}_0$ и $\mathbf{C}_0$, каждая из которых при $\alpha = \pi / 2$ становится диагональной.

Наконец, получим также и приближенные формулы для соотношения амплитуд колебаний вблизи крайних значений $\alpha = 0$ и $\alpha = \pi / 2$. Раскладывая (24) в ряд Тейлора по α вблизи точки $\alpha = 0$ и удерживая лишь одну поправку, находим

$$\beta_{s0} = \left(-1 \mp \sqrt{2}\right)\left(1 \pm \frac{\sqrt{2}}{4}\alpha^2\right). \qquad (27)$$

Для нахождения приближенных формул вблизи точки $\alpha = \pi / 2$ вновь положим $\varepsilon = \pi / 2 - \alpha$, после чего получим:

$$\beta_{10} = \frac{\varepsilon}{2}, \; \beta_{20} = -\frac{2}{\varepsilon}. \qquad (28)$$

Графики зависимости величин β_{s0} от угла α представлены на рис. 4, и они наглядно демонстрируют изменение формы колебаний при увеличении угла между шарнирными осями.

Заключение

Резюмируя результаты проведенного исследования, можно заключить, что пространственный двойной маятник обладает более богатыми свойствами, чем обычный плоский двухзвенник. Полученные формулы представляют лишь первый этап исследования данной конструкции, а потому они являются лишь основополагающими. На их базе в дальнейшем можно решить ряд более сложных практических задач. Среди главных перспективных направлений следует отметить следующие:

исследование нелинейных колебаний системы, анализ ее управляемых движений, построение рациональных режимов ее функционирования и подбор их оптимальных параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Евграфов А.Н., Терешин В.А. О возможностях управления маятниковым транспортером. Современное машиностроение: Наука и образование. 2018. С. 122-133.

[2] Борина А.П., Терешин В.А. Возможности управления двуногим шагающим аппаратом с помощью уравнений перевернутого маятника. Современное машиностроение: Наука и образование. 2014. С. 131-140.

[3] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Управление процессом раскачивания качелей. Неделя науки СПбПУ. Материалы научного форума с международным участием. Институт прикладной математики и механики. 2016. С. 106-109.

[4] Markeev A.P. On the accuracy problem for pendulum clock on a vibrating base. 2018. Mechanics of Solids. 53(5), pp. 573-583.

[5] Markeev A.P. Subharmonic motions of a pendulum on a movable platform. 2019. Doklady physics. 64(6), pp. 258-263.

[6] Fradkov A.L. Cybernetical physics. Springer. From Control of Chaos to Quantum Control. Springer, 2007. 242 p.

[7] Elbori A., Abdalsmd L. Simulation of Double Pendulum. 2017. Journal of Software Engineering and Simulation. 3(7), pp. 1-13.

[8] Cross R. A double pendulum swing experiment: In search of a better bat. 2005. American Journal of Physics. 73(4), pp. 330-339.

[9] Zhou Z., Whiteman C. Motions of a double pendulum. 1996. Nonlinear Analysis, Theory, Methods & Applications. 26(7), pp. 1177-1191.

[10] Maiti S., Roy J., Mallik A.K., Bhattacharjee J. Nonlinear dynamics of a rotating double pendulum. 2015. Physics Letters. 380(3), pp. 408-412.

[11] Rafat M., Wheatland M., Bedding T. Dynamics of a double pendulum with distributed mass. 2009. American Journal of Physics. 77(3), pp. 216-223.

[12] Skeldon A.C., Mullin T. Mode interaction in a double pendulum. 1992. Physics Letters. 166, pp. 224-229.

[13] Stachowiak T., Okada T. A numerical analysis of chaos in the double pendulum. 2006. Chaos, Solitons and Fractals. 29(2), pp. 417-422.

[14] Shinbrot T., Grebogi C., Wisdom J., Yorke J. A. Chaos in a Double Pendulum. 1992. American Journal of Physics. 60(6), pp. 491-499.

[15] Levien R.B., Tan S.M. Double pendulum: an experiment in chaos. 1993. American journal of physics. 61(11), pp. 1038-1044.

[16] Luo A.C.J., Guo C. A Period-1 Motion to Chaos in a Periodically Forced, Damped, Double-Pendulum. 2019. Journal of Vibration Testing and System Dynamics. 3(3), pp. 259-280.
[17] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Управление резонансными колебаниями в нелинейных механических системах. Труды семинара «Компьютерные методы в механике сплошной среды» 2016-2017. 2018. С. 23-39.
[18] Awrejcewicz J., Wasilewski G., Kudra G., Reshmin S.A. An experiment with swinging up a double pendulum using feedback control. 2012. Journal of Computer and Systems Sciences International. 51(2), pp. 176-182.
[19] Леонтьев В.А., Смирнов А.С., Смольников Б.А. Коллинеарное управление колебаниями диссипативного двойного маятника. Робототехника и техническая кибернетика. 2019. Т. 7. № 1. С. 65-70.
[20] Акбиров Р.Р., Маликов А.И. Управление двойным перевернутым маятником на тележке. Вестник Казанского технического университета им. А.Н. Туполева. 2018. Т. 74. № 2. С. 168-177.
[21] Formalskii A.M. On stabilization of an inverted double pendulum with one control torque. 2006. Journal of Computer and Systems Sciences International. 45(3), pp. 337-344.
[22] Reshmin S.A. Decomposition method in the problem of controlling an inverted double pendulum with the use of one control moment. 2005. Journal of Computer and Systems Sciences International. 44(6), pp. 861-877.
[23] Лупина Т.А. Оценка устойчивости вертикального положения равновесия перевернутого двойного маятника с вязко-упругими элементами. Водный транспорт. 2012. № 3(15). С. 67-73.
[24] Буланчук П.О. Управление двойным математическим маятником при помощи вибрации точки подвеса. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4(5). С. 2041-2042.
[25] Bulanchuk P.O., Petrov A.G. Suspension point vibration parameters for a given equilibrium of a double mathematical pendulum. 2013. Mechanics of Solids. 48(4), pp. 380-387.
[26] Kholostova O.V. On the motions of a double pendulum with vibrating suspension point. 2009. Mechanics of Solids. 44(2), pp. 184-197.
[27] Холостова О.В. Задачи динамики твердых тел с вибрирующим подвесом. М., Ижевск: ИКИ, 2016. 308 с.
[28] Формальский А.М. Управление движением неустойчивых объектов. М: Физматлит, 2014. 232 с.
[29] Леонтьев В.А., Смирнов А.С., Смольников Б.А. Оптимальное демпфирование колебаний двухзвенного манипулятора. Робототехника и техническая кибернетика. 2018. № 2(19). С. 52-59.

[30] Lavrovskii E.K., Formalskii A.M. The optimal control synthesis of the swinging and damping of a double pendulum. 2001. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 65(2), pp. 219-227.
[31] Смирнов А.С., Смольников Б.А. Статический анализ двухзвенного манипулятора с неколлинеарными шарнирами. Робототехника и техническая кибернетика. 2017. № 4(17). С. 47-51.
[32] Леонтьев В.А., Смирнов А.С., Смольников Б.А. Динамический анализ двухзвенного манипулятора с неколлинеарными шарнирами. Робототехника и техническая кибернетика. 2018. № 1(18). С. 56-60.

A.S. Smirnov[1,2], B.A. Smolnikov[1,2]

OSCILLATIONS OF DOUBLE MATHEMATICAL PENDULUM WITH NONCOLLINEAR JOINTS

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

Abstract

The paper considers dynamics of the double mathematical pendulum whose cylindrical joints axes are not collinear to each other and form a certain acute angle between them. Such a system is the simplest scheme of spatial two-link manipulator and can also be a component of various multi-link robotic devices. The basic geometric and kinematic characteristics of double pendulum are given, which are necessary for deriving the equations of its motion. Small oscillations of the system near the lower equilibrium position are studied. As result, formulas for the frequencies and forms of system small oscillations are obtained. The nature of the dependence of frequencies and forms on the angle between the pendulum joints is established using a qualitative and graphical analysis of the found expressions. The obtained results are both of theoretical interest and important practical value.

Key words: spatial double pendulum, noncollinear joints, free oscillations, linear model, frequencies and forms of small oscillations.

REFERENCES

[1] Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Ways of controlling pendulum conveyor. Modern mechanical engineering: Science and education. 2018. pp. 122-133. (rus.)

[2] Borina A.P., Tereshin V.A. Control biped walkers using equations of the inverted pendulum. Modern mechanical engineering: Science and education. 2014. pp. 131-140. (rus.)
[3] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Controlling the sway process of the swing. Week of Science SPbPU. Materials of the scientific forum with international participation. Institute of Applied Mathematics and Mechanics. 2016. pp. 106-109. (rus.)
[4] Markeev A.P. On the accuracy problem for pendulum clock on a vibrating base. 2018. Mechanics of Solids. 53(5), pp. 573-583.
[5] Markeev A.P. Subharmonic motions of a pendulum on a movable platform. 2019. Doklady physics. 64(6), pp. 258-263.
[6] Fradkov A.L. Cybernetical physics. From Control of Chaos to Quantum Control. Springer, 2007. 242 p.
[7] Elbori A., Abdalsmd L. Simulation of Double Pendulum. 2017. Journal of Software Engineering and Simulation. 3(7), pp. 1-13.
[8] Cross R. A double pendulum swing experiment: In search of a better bat. 2005. American Journal of Physics. 73(4), pp. 330-339.
[9] Zhou Z., Whiteman C. Motions of a double pendulum. 1996. Nonlinear Analysis, Theory, Methods & Applications. 26(7), pp. 1177-1191.
[10] Maiti S., Roy J., Mallik A.K., Bhattacharjee J. Nonlinear dynamics of a rotating double pendulum. 2015. Physics Letters. 380(3), pp. 408-412.
[11] Rafat M., Wheatland M., Bedding T. Dynamics of a double pendulum with distributed mass. 2009. American Journal of Physics. 77(3), pp. 216-223.
[12] Skeldon A.C., Mullin T. Mode interaction in a double pendulum. 1992. Physics Letters. 166, pp. 224-229.
[13] Stachowiak T., Okada T. A numerical analysis of chaos in the double pendulum. 2006. Chaos, Solitons and Fractals. 29(2), pp. 417-422.
[14] Shinbrot T., Grebogi C., Wisdom J., Yorke J. A. Chaos in a Double Pendulum. 1992. American Journal of Physics. 60(6), pp. 491-499.
[15] Levien R.B., Tan S.M. Double pendulum: an experiment in chaos. 1993. American journal of physics. 61(11), pp. 1038-1044.
[16] Luo A.C.J., Guo C. A Period-1 Motion to Chaos in a Periodically Forced, Damped, Double-Pendulum. 2019. Journal of Vibration Testing and System Dynamics. 3(3), pp. 259-280.
[17] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Resonance oscillations control in the nonlinear mechanical systems. Transactions of seminar “Computer methods in continuum mechanics” 2016-2017. 2018. pp. 23-39. (rus.)
[18] Awrejcewicz J., Wasilewski G., Kudra G., Reshmin S.A. An experiment with swinging up a double pendulum using feedback control. 2012. Journal of Computer and Systems Sciences International. 51(2), pp. 176-182.

[19] Leont'ev V.A., Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Collinear control of dissipative double pendulum. Robotics and technical cybernetics. 2019. 7(1), pp. 65-70. (rus.)
[20] Akbirov R.R., Malikov A.I. Control of a double inverted pendulum on a cart. Vestnik KGTU im. A.N. Tupoleva. 2018. 74(2), pp. 168-177. (rus.)
[21] Formalskii A.M. On stabilization of an inverted double pendulum with one control torque. 2006. Journal of Computer and Systems Sciences International. 45(3), pp. 337-344.
[22] Reshmin S.A. Decomposition method in the problem of controlling an inverted double pendulum with the use of one control moment. 2005. Journal of Computer and Systems Sciences International. 44(6), pp. 861-877.
[23] Lupina T.A. Evaluation of the sustainability of the vertical equilibrium of the inverted double pendulum with visco-elastic elements. Vodniy transport. 2012. 3(15), pp. 67-73. (rus.)
[24] Bulanchuk P.O. Controlling the motion of a double pendulum by vibration the suspension point. Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod. 2011. 4(5), pp. 2041-2042. (rus.)
[25] Bulanchuk P.O., Petrov A.G. Suspension point vibration parameters for a given equilibrium of a double mathematical pendulum. 2013. Mechanics of Solids. 48(4), pp. 380-387.
[26] Kholostova O.V. On the motions of a double pendulum with vibrating suspension point. 2009. Mechanics of Solids. 44(2), pp. 184-197.
[27] Kholostova O.V. Problems of solid body dynamics with vibrating suspension. Moscow, Izhevsk: IKI, 2016. 308 p. (rus.)
[28] Formalskii A.M. Motion control of unstable objects. Moscow: Fizmatlit, 2014. 232 p. (rus.)
[29] Leont'ev V.A., Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Optimal damping of two-link manipulator oscillations. Robotics and technical cybernetics. 2018. 2(19), pp. 52-59. (rus.)
[30] Lavrovskii E.K., Formalskii A.M. The optimal control synthesis of the swinging and damping of a double pendulum. 2001. Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 65(2), pp. 219-227.
[31] Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Static analysis of the two-links manipulator with noncollinear joints. Robotics and technical cybernetics. 2017. 4(17), pp. 47-51. (rus.)
[32] Leont'ev V.A., Smirnov A.S., Smolnikov B.A. Dynamic analysis of the two-links manipulator with noncollinear joints. Robotics and technical cybernetics. 2018. 1(18), pp. 56-60. (rus.)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-13
УДК 621.01

А.Н.Евграфов[1], В.И.Каразин[2], В.А.Терешин[3], И.О.Хлебосолов[4]

УДАРНЫЕ СПЕКТРЫ ПРИ НЕЛИНЕЙНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ



[1]Александр 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



[2]Владимир Игоревич Каразин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: tmm-russia@mail.ru



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



[4]Игорь Олегович Хлебосолов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 297-4845, E-mail: tmm-russia@mail.ru

Аннотация

Работа посвящена синтезу нагрузочных характеристик формирователей импульсов на ударных стендах. Для воспроизведения ударных спектров ускорения используются формирователи (прокладки) различных размеров и форм из самых разных материалов. При появлении новых требований к ударным спектрам появилась необходимость быстрого расчета формирующих прокладок. Очень удобно было бы иметь аналитические выражения, связывающие параметры спектра с

параметрами прокладки. В литературе уже имеются неплохие аналитические зависимости, связывающие статическую нагрузочную характеристику формирователя с его геометрическими и физическими параметрами. Имеются также весьма простые выражения, позволяющие сосчитать ударный спектр на основе временной функции ускорения. Остается нерешенной задача получения ускорения в зависимости от нелинейной характеристики прокладки. Решению именно этой задачи посвящена данная работа.

Ключевые слова: ударный спектр, испытательный стенд, импульс ускорения

Введение

Воспроизведение ударных воздействий на испытательных стендах – актуальная задача [16, 17]. На рис. 1 показан ударный стенд с формирователями, предназначенный для воспроизведения ударных импульсов с максимальным ускорением в несколько тысяч «*g*». На основе записи ускорения стола с испытуемым изделием выполняется расчет ударного спектра как максимального ускорения одностепенного осциллятора в зависимости от его собственной частоты [15]. На рис. 2 представлен пример такой записи [6], в котором максимальное ускорение в 3000 g достигается через 10 миллисекунд, после чего заметно уменьшается. На графике хорошо видно присутствие интенсивной высокочастотной составляющей с периодом меньше 1 миллисекунды, соответствующей времени пробега волны в столе или первой собственной частоте продольных колебаний. Обнаруживаются также свободные колебания стенда с частотой около 100 Гц. Особый интерес представляет формирование медленной составляющей ударного ускорения [2], [3], соответствующей усредненному движению стола.

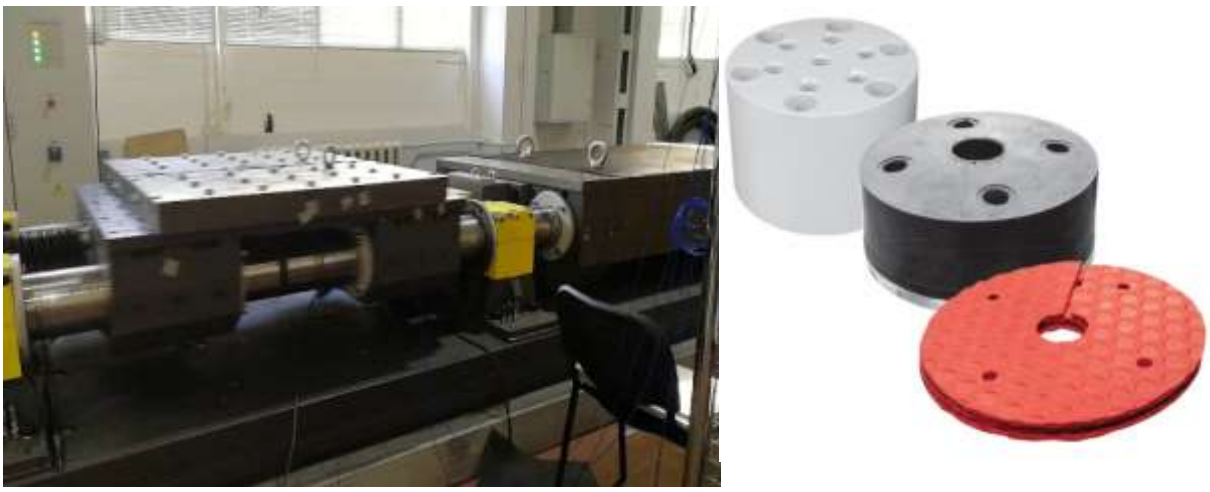


Рис. 1. Стенд для воспроизведения ударных импульсов высокой интенсивности

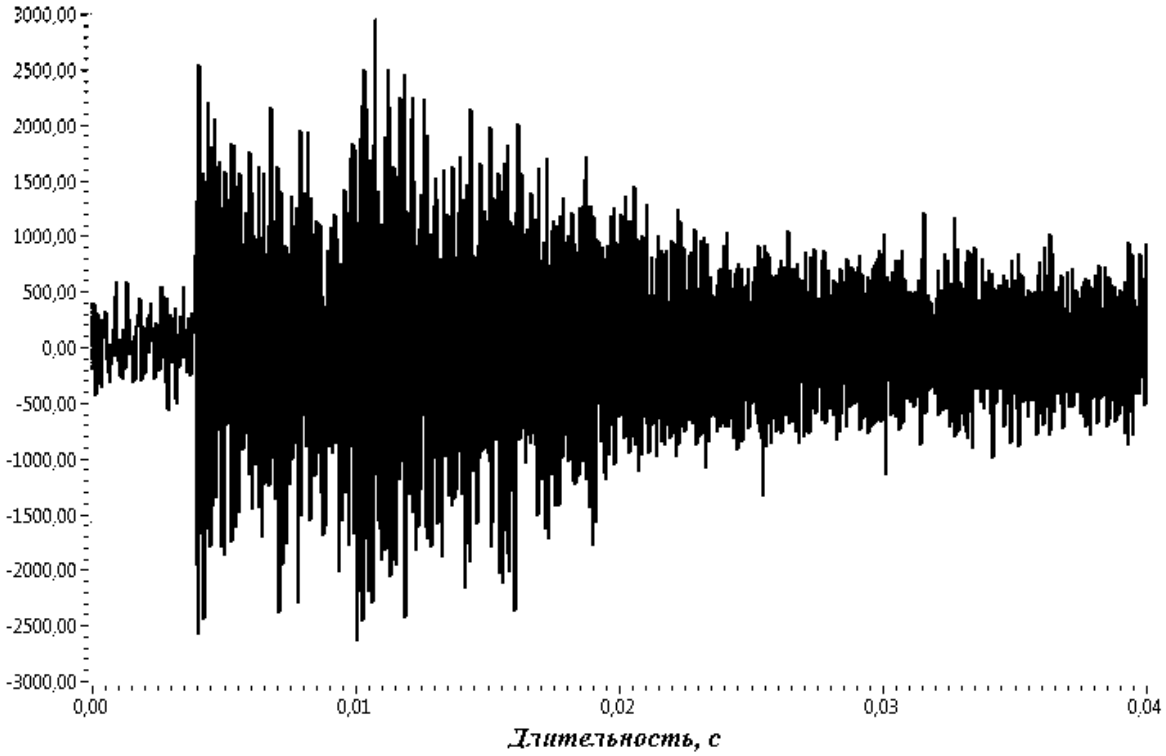


Рис. 2. Ускорение ударного импульса (ед.«*g*»)

Это ускорение хорошо описывается взаимодействием двух абсолютно твердых тел, соединенных нелинейной консервативной пружиной. По усредненному движению на основе динамических свойств стенда можно определить колебания места установки испытуемого изделия [4]. На рис. 3 показан ударный спектр ускорения, представленного на рис. 2, сосчитанный на интервале времени 40 мс. Как видно спектр оказался неудачным, так как не вошел в требуемый диапазон между крайними кусочно-линейными функциями. Главной причиной подобных ошибок является неправильный выбор формирователей. Данная работа в большой степени посвящена методике выбора нагрузочной характеристики формирователя.

Математическая модель

Для получения аналитической зависимости ускорения от нагрузочной характеристики формирователя исследуем динамическую модель ударного стенда в виде поступательно движущейся системы двух масс, соединенных нелинейной пружиной, показанную на рис. 4.

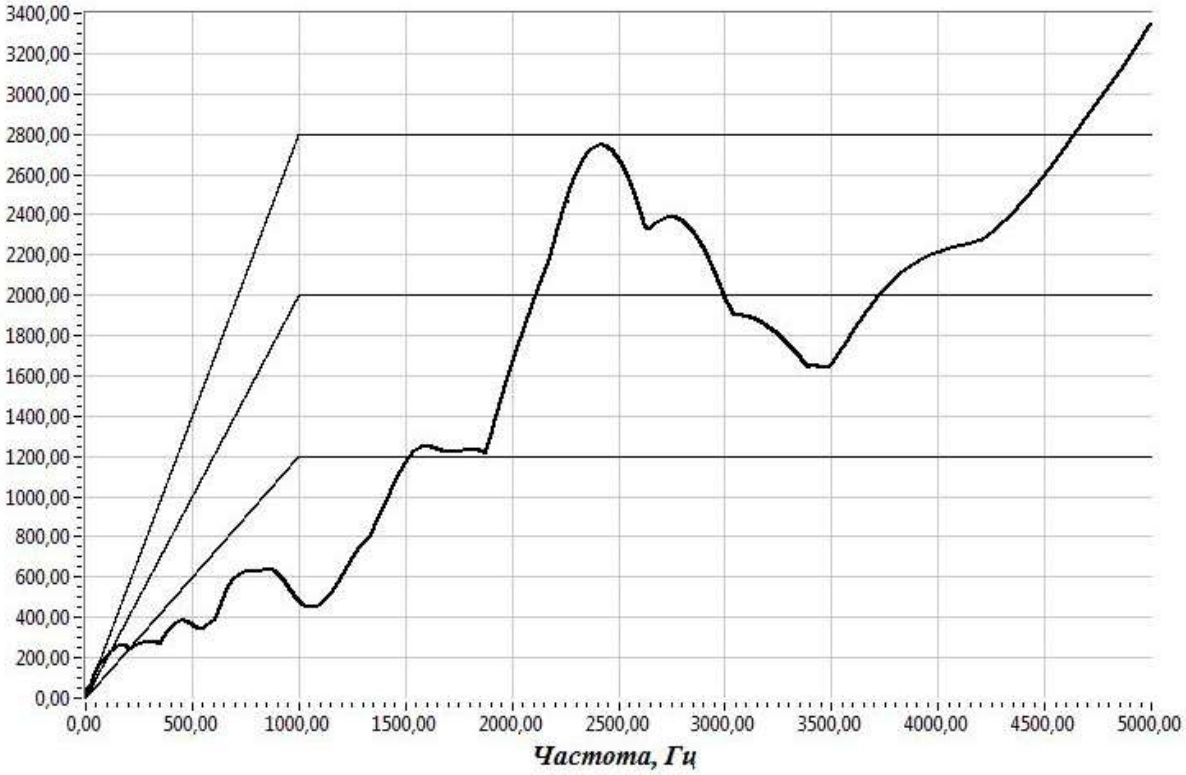


Рис.3. Ударный спектр ускорения

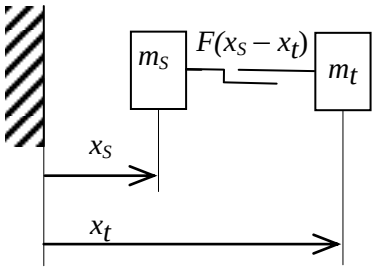


Рис. 4. Двухмассовая модель ударного стенда: m_S, x_S, m_t, x_t – масса и абсолютная координата ударника и стола соответственно; $F(x_S - x_t)$ – сила нелинейного упругого (консервативного) взаимодействия

Запишем уравнения движения этой системы.

$$\begin{cases} m_S \ddot{x}_S = -F(x_S - x_t) \\ m_t \ddot{x}_t = F(x_S - x_t) \end{cases} \quad (1)$$

Точки над переменными обозначают производные по времени. После нахождения разности вторых производных

$$\ddot{x}_S - \ddot{x}_t = -\frac{1}{\mu} F(x_S - x_t), \quad (2)$$

где $\mu = \dfrac{m_S m_t}{m_S + m_t}$, и обозначения деформации упругого элемента

$$x = x_S - x_t \tag{3}$$

уравнение (2), описывающее относительное движение масс, приобретает вид нелинейного дифференциального уравнения второго порядка

$$\ddot{x} = f(x), \tag{4}$$

где

$$f(x) = -\frac{1}{\mu} F(x_S - x_t). \tag{5}$$

Решение нелинейного уравнения

Получим приближенное решение уравнения (4) в общем виде [8] на небольших интервалах времени при заданной достаточно гладкой функции $f(x)$ при начальных условиях

$$f_0 = 0, \quad x_0 = 0, \quad \dot{x}_0 \neq 0. \tag{6}$$

Будем искать решение $x(t)$ в форме конечной суммы ряда Маклорена

$$x(t) = \sum_{n=0}^{N} \frac{x_0^{(n)}}{n!} t^n, \tag{7}$$

где t – время; $x_0^{(n)}$ – производная по времени порядка n в начальный момент времени; N – количество учтенных слагаемых. Продифференцируем уравнение (4) несколько раз по времени. Ограничимся $N = 7$. Римские цифры в индексах обозначают производные по x. Запишем систему уравнений, полученных при дифференцировании.

$$\begin{cases} x^{(2)} = f \\ x^{(3)} = f'\dot{x} \\ x^{(4)} = f''\dot{x}^2 + f'x^{(2)} \\ x^{(5)} = f'''\dot{x}^3 + 3f''\dot{x}x^{(2)} + f'x^{(3)} \\ x^{(6)} = f^{\prime v}\dot{x}^4 + 6f'''\dot{x}^2x^{(2)} + 3f''x^{(2)2} + 4f''\dot{x}\ x^{(3)} + f'x^{(4)} \\ x^{(7)} = f^{v}\dot{x}^5 + 10f^{\prime v}\dot{x}^3x^{(2)} + 15f'''\dot{x}x^{(2)2} + 10f'''\dot{x}^2x^{(3)} + 10f''x^{(2)}x^{(3)} + 5f''\dot{x}x^{(4)} + f'x^{(5)} \end{cases} \tag{8}$$

Выразим все производные по времени в правых частях через первую производную.

$$\begin{cases} x^{(2)} = f \\ x^{(3)} = f'\dot{x} \\ x^{(4)} = f''\dot{x}^2 + f'f \\ x^{(5)} = f'''\dot{x}^3 + 3f''\dot{x}f + f'^2\dot{x} \\ x^{(6)} = f'^{v}\dot{x}^4 + 6f'''\dot{x}^2 f + 3f''f^2 + 5f''\dot{x}^2 f' + f'^2 f \\ x^{(7)} = f^{v}\dot{x}^5 + 10f'^{v}\dot{x}^3 f + 15f'''\dot{x}f^2 + 11f'''\dot{x}^3 f' + 5f''^2\dot{x}^3 + 18f''f'f\dot{x} + f'^3\dot{x} \end{cases} \quad (9)$$

Для начального момента времени с учетом (6) эта система примет следующий вид

$$\begin{cases} x_0^{(2)} = 0 \\ x_0^{(3)} = f_0'\dot{x}_0 \\ x_0^{(4)} = f_0''\dot{x}_0^2 \\ x_0^{(5)} = f_0'''\dot{x}_0^3 + f_0'^2\dot{x}_0 \\ x_0^{(6)} = f_0'^{v}\dot{x}_0^4 + 5f_0''f_0'\dot{x}_0^2 \\ x_0^{(7)} = f_0^{v}\dot{x}_0^5 + 11f_0'''f_0'\dot{x}_0^3 + 5f_0''^2\dot{x}_0^3 + f_0'^3\dot{x}_0 \end{cases} \quad (10)$$

Выражения (10) являются искомыми множителями решения (7).

Если аналитически задано решение $x(t)$, то функция $f(x)$ может быть приближенно получена так же в форме конечной суммы ряда степеней x с множителями, найденными из (10).

В приложениях часто функция $f(x)$ рассчитывается как результат последовательного соединения нелинейных элементов, при этом складываются обратные функции. В таком случае заданной аналитически должна быть зависимость $x(f)$, содержащая параметры в виде буквенных обозначений, которые войдут в аналитическое представление решения уравнения (4). Продифференцируем несколько раз функцию $f(x)$ и выразим ее производные через известные производные функции $x(f)$.

$$\begin{cases} f' = x'^{-1} \\ f'' = -x'^{-2}x''f' = -x'^{-3}x'' \\ f''' = 3x'^{-4}x''f\dot{x}'' - x'^{-3}x'''f' = 3x'^{-5}x''^2 - x'^{-4}x''' \\ f'^{v} = -15x'^{-7}x''^3 + 10x'^{-6}x''x''' - x'^{-5}x'^{v} \\ f^{v} = 105x'^{-9}x''^4 - 105x'^{-8}x''^2x''' + 10x'^{-7}x'''^2 + 15x'^{-7}x''x'^{v} - x'^{-6}x^{v} \end{cases} \quad (11)$$

Определив достаточное количество производных в начальный момент из (11), аналогично с помощью (10) можно получить решение в виде ряда (7). После отыскания закона относительного движения $x(t)$ и его ускорения $\ddot{x}(t)$ можно определить абсолютное ускорение стола из второго уравнения (1) с учетом (5) и (4).

$$\ddot{x}_t(t) = -\frac{m_S}{m_S + m_t}\ddot{x}(t) \tag{12}$$

Ударный спектр ускорения

Получим приближенное выражение для ударного спектра ускорения (12). Это имеет практическое значение только в случае, если характерные времена свободных колебаний стенда значительно меньше длительности удара. Будем искать ускорение одностепенного осциллятора в форме интеграла Дюамеля

$$\ddot{x}_p(t,\omega) = \omega\int_0^t \ddot{x}_t(\tau)\sin\omega(t-\tau)d\tau \tag{13}$$

Относительное ускорение $\ddot{x}(t)$ после дифференцирования (7) представимо, как и $x(t)$ в виде конечной суммы ряда Маклорена

$$\ddot{x}(t) = \sum_{n=1}^{N-2}\frac{x_0^{(n+2)}}{n!}t^n, \tag{14}$$

все коэффициенты которого определены в (10). Подставим (14) в (12) и в (13).

$$\ddot{x}_p(t,\omega) = -\frac{m_S}{m_S + m_t}\omega\sum_{n=1}^{N-2}\left(\frac{x_0^{(n+2)}}{n!}\int_0^t \tau^n \sin\omega(t-\tau)d\tau\right) \tag{15}$$

Таблица

Интегралы Дюамеля от степенных функций

n	$\int_0^t \tau^n \sin\omega(t-\tau)d\tau$	Конечная сумма с точностью до величин порядка малости $(\omega t)^5$
1	$-(\sin(\omega t)-\omega t)/\omega^2$	$(\omega t)^3/(6\omega^2) - (\omega t)^5/(120\omega^2)$
2	$\left(2\cos(\omega t)+(\omega t)^2-2\right)/\omega^3$	$(\omega t)^4/(12\omega^3)$

3	$\left(6\sin(\omega t)+(\omega t)^3-6\omega t\right)/\omega^4$	$(\omega t)^5/(120\omega^4)$
4	$-\left(24\cos(\omega t)-(\omega t)^4+12(\omega t)^2-24\right)/\omega^5$	0
5	$-\left(120\sin(\omega t)-(\omega t)^5+20(\omega t)^3-120\omega t\right)/\omega^6$	0
6	$\left(720\cos(\omega t)+(\omega t)^6-30(\omega t)^4+360(\omega t)^2-720\right)/\omega^7$	0
7	$\left(5040\sin(\omega t)+(\omega t)^7-42(\omega t)^5+840(\omega t)^3-5040\omega t\right)/\omega^8$	0

В таблице приведены точные решения необходимых интегралов и конечных сумм их разложения в степенные ряды. Поскольку нам не удалось отыскать замкнутой формулы для интеграла в (15) при произвольной n, то ограничимся, как и ранее, N=7. Прежде чем находить максимальное ударное ускорение осциллятора $w(\omega)=\max_t \ddot{x}_p(t,\omega)$, необходимо определить максимальное время $t_{\max}$, до которого появится это ускорение. Оценим сначала максимальную деформацию $x_{\max}$ нелинейного элемента, а затем с помощью метода гармонической линеаризации найдем $t_{\max}$ как четверть периода свободного колебания, соответствующего амплитуде $x_{\max}$. Понизим порядок уравнения (4) и запишем его для момента остановки деформации.

$$\frac{-\dot{x}_0^2}{2}=\int_0^{x_{\max}} f(x)dx \tag{16}$$

С учетом (5) и (3) оно приобретает окончательный вид

$$\int_0^{x_{\max}} F(x)dx=\mu\frac{\dot{x}_0^2}{2}. \tag{17}$$

Определив из (17) величину $x_{\max}$, можно оценить $t_{\max}$ из следующего равенства

$$\left(\frac{2\pi}{4t_{\max}}\right)^2=-\frac{f(x_{\max})}{x_{\max}}, \tag{18}$$

полученного из (4). Таким образом

$$t_{\max}=\frac{\pi}{2}\sqrt{-\frac{x_{\max}}{f(x_{\max})}}. \tag{19}$$

Для малых частот в функции (15) можно воспользоваться заменой интегралов Дюамеля конечными суммами разложения в степенные ряды и ограничиться величинами пятого порядка малости $(\omega t)^5$. При $\omega t < \pi/2$ такая замена обеспечивает достаточную точность. Подставим конечные суммы из таблицы в функцию ускорения осциллятора (15).

$$\ddot{x}_p(t,\omega) = -\frac{\mu}{m_t}\omega\left[x_0^{(3)}\left(\frac{\omega^3 t^3}{6\omega^2} - \frac{\omega^5 t^5}{120\omega^2}\right) + \frac{x_0^{(4)}}{2}\cdot\frac{\omega^4 t^4}{12\omega^3} + \frac{x_0^{(5)}}{6}\cdot\frac{\omega^5 t^5}{120\omega^4}\right] \tag{20}$$

После подстановки (5) в (10) получим выражения для производных

$$x_0^{(3)} = -\frac{1}{\mu}F_0'\dot{x}_0, \quad x_0^{(4)} = -\frac{1}{\mu}F_0''\dot{x}_0^2, \quad x_0^{(5)} = -\frac{1}{\mu}\left(F_0'''\dot{x}_0^3 - \frac{1}{\mu}F_0'^2\dot{x}_0\right), \tag{21}$$

Примем для низких частот $\max\limits_t \ddot{x}_p(t,\omega) = \ddot{x}_p(t_{\max},\omega)$. Тогда

$$w(\omega) = \max_t \ddot{x}_p(t,\omega) =$$

$$= \frac{\dot{x}_0 t_{\max}^3}{m_t}\omega^2\left[F_0'\frac{1}{6} + F_0''\dot{x}_0\frac{t_{\max}}{24} + \left(F_0'''\dot{x}_0^2 - \frac{1}{\mu}F_0'^2\right)\frac{t_{\max}^2}{720} - F_0'\frac{t_{\max}^2}{120}\omega^2\right] \tag{22}$$

Как правило, эта возрастающая функция достигает максимума при

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{F_0'\frac{1}{6} + F_0''\dot{x}_0\frac{t_{\max}}{24} + \left(F_0'''\dot{x}_0^2 - \frac{1}{\mu}F_0'^2\right)\frac{t_{\max}^2}{720}}{2F_0'\frac{t_{\max}^2}{120}}} \tag{23}$$

Запишем ударный спектр в виде логарифма отношения максимального ускорения к ускорению свободного падения «g»

$$S(\omega) = \lg\frac{w(\omega)}{g} \tag{24}$$

На низких частотах последнее слагаемое в (22) пренебрежимо мало, а на высоких спектр (24) мало изменяется и остается близким к значению $S(\omega_1)$. Из вышесказанного

$$S(\omega) = \begin{cases} \lg\left\{\frac{\dot{x}_0 t_{\max}^3}{g m_t}\left[F_0'\frac{1}{6} + F_0''\dot{x}_0\frac{t_{\max}}{24} + \left(F_0'''\dot{x}_0^2 - \frac{1}{\mu}F_0'^2\right)\frac{t_{\max}^2}{720}\right]\right\} + 2\lg\omega, & \text{ïðè } \omega < \omega_1 \\ \lg\left\{\frac{\dot{x}_0 t_{\max}^3}{g m_t}\cdot\frac{\left[F_0'\frac{1}{6} + F_0''\dot{x}_0\frac{t_{\max}}{24} + \left(F_0'''\dot{x}_0^2 - \frac{1}{\mu}F_0'^2\right)\frac{t_{\max}^2}{720}\right]^2}{4F_0'\frac{t_{\max}^2}{120}}\right\}, & \text{ïðè } \omega > \omega_1 \end{cases} \tag{25}$$

Рассмотрим пример решения системы уравнений (1) при кубической нелинейности

$$F(x) = cx + ex^3, \tag{26}$$

при c = 5·10^4 Н/м, e = 5·10^9 Н/м^3, $m_s = m_t$ = 10 кг, μ = 5 кг, $\dot{x}_0 = 1$ м/с. Определим все необходимые в (10) производные с учетом (5).

$$F_0' = c,\ F_0'' = 0,\ F_0''' = 6e,\ F_0^{IV} = 0,\ F_0^{V} = 0. \tag{27}$$

Тогда

$$x_0^{(2)} = 0, \quad x_0^{(4)} = 0, \quad x_0^{(6)} = 0, \quad x_0^{(3)} = -\frac{c}{\mu}\dot{x}_0 = -\frac{5\cdot 10^4}{5}\cdot 1 = 10^4 \text{ м/с}^3,$$

$$x_0^{(5)} = -\frac{6e}{\mu}\dot{x}_0^3 + \frac{c^2}{\mu^2}\dot{x}_0 = -\frac{6\cdot 5\cdot 10^9}{5}\cdot 1 + \frac{\left(5\cdot 10^4\right)^2}{5^2}\cdot 1 = -59\cdot 10^8 \text{ м/с}^5, \tag{28}$$

$$x_0^{(7)} = \frac{66ce}{\mu^2}\dot{x}_0^3 - \frac{c^3}{\mu^3}\dot{x}_0 = \frac{66\cdot 5\cdot 10^4\cdot 5\cdot 10^9}{5^2}\cdot 1 - \frac{\left(5\cdot 10^4\right)^3}{5^3}\cdot 1 = 659\cdot 10^{12} \text{ м/с}^7$$

Подставим (28) в (7)

$$x(t) = \dot{x}_0 t - \frac{1}{3!}\frac{c}{\mu}\dot{x}_0 t^3 + \frac{1}{5!}\left(-\frac{6e}{\mu}\dot{x}_0^3 + \frac{c^2}{\mu^2}\dot{x}_0\right)t^5 + \frac{1}{7!}\left(\frac{66ce}{\mu^2}\dot{x}_0^3 - \frac{c^3}{\mu^3}\dot{x}_0\right)t^7 =$$

$$= t - 1{,}67\cdot 10^3 t^3 - 4{,}92\cdot 10^7 t^5 + 1{,}31\cdot 10^{11} t^7, \tag{29}$$

Определим x_{max} из уравнения (17) для нелинейной функции (26). После взятия интеграла получаем биквадратное уравнение

$$x_{max}^4 + 2\frac{c}{e}x_{max}^2 - 2\frac{\mu\dot{x}_0^2}{e} = 0, \tag{30}$$

решение которого

$$x_{max} = \sqrt{\frac{c}{e}\left(\sqrt{1 + 2\frac{\mu e\dot{x}_0^2}{c^2}} - 1\right)} = \sqrt{\frac{5\cdot 10^4}{5\cdot 10^9}\cdot\left(\sqrt{1 + 2\cdot\frac{5\cdot 510^9 1}{\left(5\cdot 10^4\right)^2}} - 1\right)} = 0{,}00598 \text{ м} \tag{31}$$

хорошо согласуется с графиками на рис. 5. Определим момент остановки t_{max}, соответствующий x_{max}, из уравнения, полученного из (19)

$$t_{max} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{\mu x_{max}}{F(x_{max})}} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{\mu x_{max}}{cx_{max} + ex_{max}^3}} = \frac{\pi}{2}\frac{\sqrt{\mu/c}}{\sqrt[4]{1 + 2\frac{\mu e\dot{x}_0^2}{c^2}}} = 0{,}00734 \text{ с} \tag{32}$$

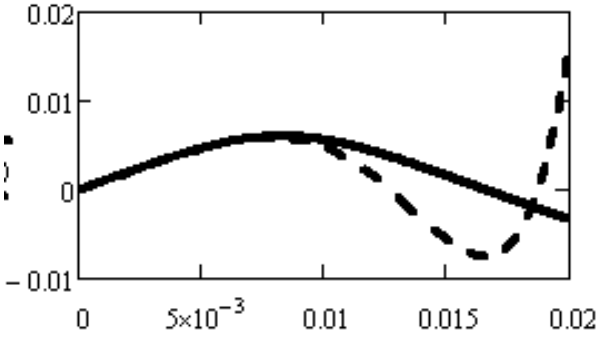


Рис. 5. Решения нелинейного уравнения (4):
точное – сплошная линия, приближенное – штриховая линия

Этот результат тоже подтверждается рис. 5. Следовательно, предложенный в данной работе метод может быть применен для приближенного аналитического решения нелинейных дифференциальных уравнений.

Запишем аналитическое выражение для ударного спектра в рассматриваемом примере и получим численные значения. Для этого подставим (27) в (25) с учетом (23).

$$S(\omega)=\begin{cases}\lg\left\{\dfrac{\dot{x}_0 t_{\max}^3}{g m_t}\left[c\dfrac{1}{6}+\left(6e\dot{x}_0^2-\dfrac{1}{\mu}c^2\right)\dfrac{t_{\max}^2}{720}\right]\right\}+2\lg\omega=-4{,}37+2\lg\omega, \quad \text{ïðè} \quad \omega<\omega_1 \\ \lg\left\{\dfrac{\dot{x}_0 t_{\max}^3}{g m_t}\cdot\dfrac{\left[c\dfrac{1}{6}+\left(6e\dot{x}_0^2-\dfrac{1}{\mu}c^2\right)\dfrac{t_{\max}^2}{720}\right]^2}{2c\dfrac{t_{\max}^2}{120}}\right\}=0.999, \quad \text{ïðè} \quad \omega>\omega_1\end{cases} \tag{33}$$

$$\omega_1=\sqrt{\frac{c\dfrac{1}{6}+\left(6e\dot{x}_0^2-\dfrac{1}{\mu}c^2\right)\dfrac{t_{\max}^2}{720}}{2c\dfrac{t_{\max}^2}{120}}}=484\ \text{c}^{-1}=77.1\ \tilde{\text{A}}\ddot{\text{o}},\lg(\omega_1)=2{,}69 \tag{34}$$

На рис. 6 представлены два графика. Один построен по приближенным аналитическим зависимостям (33), (34), второй является точным решением уравнений (4) и (12) с нахождением $\max\limits_t \ddot{x}_p(t,\omega)$ (13) без определения максимальной деформации и момента остановки.

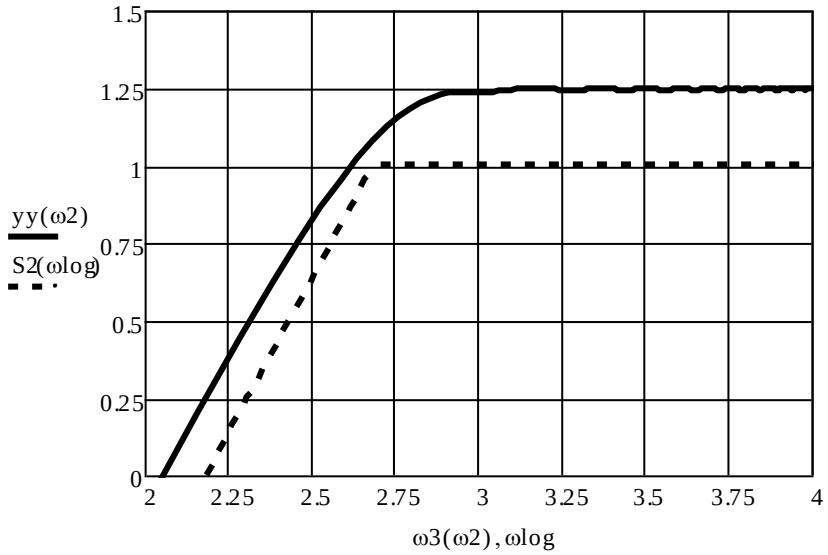


Рис. 6. Ударные спектры ускорения:
точное решение – сплошная линия, приближенное – штриховая линия

Несмотря на значительное расхождение между графиками, предложенный метод является весьма удобным для предварительного выбора формирователя ударного импульса [5]. Надо иметь ввиду, что на медленную функцию ускорения во время удара накладываются высокочастотные составляющие [11], имеющие, как правило, случайный характер, вызванный неидеальной повторяемостью и разными нелинейными явлениями. Случайные высокочастотные процессы значительно искажают ударный спектр, поэтому к ударным стендам предъявляются повышенные требования к изготовлению и эксплуатации.

Заключение

При работе с ударными стендами приходится решать две задачи [1]: одна состоит в воспроизведении требуемого ударного импульса, другая – в формировании ударного спектра. Эти на первый взгляд связанные задачи в действительности оказываются почти независимыми [9]. Дело в том, что длительность ударного импульса обычно значительно превосходит наибольший период свободных колебаний стенда [10]. Поэтому, его воспроизведение определяется во многом формирующей прокладкой. Ударный спектр характеризует максимальное ускорение одностепенного осциллятора, расположенного на столе во время удара. Максимум требуется отыскать глобальный, а если принять во внимание, что удар вызывает интенсивные высокочастотные колебания всей конструкции [7], [13], то поиск максимума возможен лишь при анализе экспериментальных

данных [14]. Вероятно, адекватные математические модели, позволяющие заранее хорошо сосчитать ударный спектр, могут быть построены только для каждого конкретного стенда на основе многочисленных экспериментов [12]. В данной работе предложен алгоритм получения приближенного аналитического выражения для ускорения стола ударного стенда при произвольной гладкой нелинейной характеристике формирователя. Предложен метод расчета ударного спектра ускорения. Получена аналитическая зависимость между параметрами спектра и основными параметрами ударного стенда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Андриенко П.А., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Об испытаниях на комбинированные воздействия. Современное машиностроение. Наука и образование. 2012. № 2. С. 142-149.

[2] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Смирнов Г.А. Роторные стенды для воспроизведения параметров движения //Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 1999. № 3. С. 89-94.

[3] Евграфов А.Н., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах //Теория механизмов и машин. 2003. Т. 1. № 1. С. 92-96.

[4] Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Особенности моделирования и воспроизведения виброударного воздействия. Теория механизмов и машин. 2013. Т. 11. № 22. С. 55-64

[5] Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д., Суханов А.А., Хлебосолов И.О. Оптимизация параметров широкополосного виброударного механического стенда. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. С. 752

[6] Комаров И.С. Наземная экспериментальная отработка изделий ракетно-космической техники на ударное воздействие от пиротехнических средств разделения. Центральный научно-исследовательский институт машиностроения (ЦНИИ маш). Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 71, 22 с. www.mai.ru/science/trudy/

[7] Терешин В.А. Ударные спектры при линейном взаимодействии // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 6-й Международной научно-практической конференции. / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А.Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017, с. 818, (стр. 202-213).

[8] Терешин В.А., Шемякина Т.А. Интегрирование нелинейных автономных дифференциальных уравнений // Материалы XX Международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам (ВМСППС'2019), 24 – 31 мая 2019 г., Алушта. – М.: Изд-во МАИ, 2019. – 816 с.: ил. ISBN 978-5-4316-0589-5 с 118 - 120.
[9] Яровицын В.С., Литвинов С.Д., Каразин В.И., Суханов А.А., Хлебосолов И.О Устройство для испытания изделий на виброударные нагрузки. Патент на изобретение RUS 2348021 14.05.2007
[10] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications. // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002,19 p
[11] 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
[12] 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.
[13] Tereshin V.A., Shock response spectra as a result of linear interactions // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. Part F5, с. 151-161
[14] 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
[15] ГОСТ Р 51371-99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие ударов.– М.,2000, 24 с.
[16] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Новый способ получения ударного ускорения при механических испытаниях. Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 783-796.
[17] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Моделирование импульса при ударных испытаниях. Современное машиностроение. Наука и образование. 2019. № 8. С. 513-526.

A.N.Evgrafov, V.I.Karazin, V.A.Tereshin, I.O.Khlebosolov

IMPACT SPECTRA IN NONLINEAR INTERACTION

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The work is devoted to the synthesis of load characteristics of pulse shapers on shock stands. To reproduce shock acceleration spectra, shapers (gaskets) of various sizes and shapes from a wide variety of materials are used. With the emergence of new requirements for shock spectra, there was a need for a quick calculation of forming gaskets. It would be very convenient to have analytical expressions connecting the spectrum parameters with the parameters of the gasket. There are already good analytical dependencies in the literature linking the static load characteristic of the former with its geometric and physical parameters. There are also very simple expressions that make it possible to calculate the shock spectrum based on the time acceleration function. The problem of obtaining acceleration remains unresolved, depending on the nonlinear characteristics of the gasket. This work is devoted to the solution of precisely this problem.

Key words: shock spectrum, test bench, acceleration pulse

REFERENCES

[1] Andrienko P.A., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. On tests for combined effects. Modern engineering. Science and education. 2012. No. 2. Pp. 142-149 (rus.)

[2] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Smirnov G.A. Rotary stands for reproducing motion parameters // Scientific and Technical Sheets of St. Petersburg State Polytechnic University. 1999. No. 3. Pp. 89-94 (rus.)

[3] Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. Reproduction of motion parameters on rotary stands // Theory of mechanisms and machines. 2003. T. 1. No. 1. Pp. 92-96 (rus.)

[4] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Features of modeling and reproduction of vibration impact. Theory of mechanisms and machines. 2013.V. 11. No. 22. Pp. 55-64 (rus.)

[5] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Optimization of parameters of a broadband vibro-shock mechanical stand. Modern engineering. Science and education. 2013. P. 752 (rus.)

[6] Komarov I.S. Ground experimental testing of rocket and space technology products on impact from pyrotechnic separation means. Central Scientific Research Institute of Mechanical Engineering (TsNII mash). The electronic journal "Transactions of Moscow Aviation Institute". Issue No. 71, 22 p. www.mai.ru/science/trudy/ (rus.)

[7] Tereshin V.A. Impact spectra in linear interaction // Modern Engineering: Science and Education: Materials of the 6th International Scientific and Practical Conference. / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. - SPb .: Publishing house of the Polytechnic. University, 2017, p. 818, (pp. 202-213). (rus.)
[8] Tereshin V.A., Shemyakina T.A. Integration of nonlinear autonomous differential equations // Materials of the XX International Conference on Computational Mechanics and Modern Applied Software Systems (VMSPSPS'2019), May 24 - 31, 2019, Alushta. - M.: Publishing House of the Moscow Aviation Institute, 2019 .-- 816 p. ISBN 978-5-4316-0589-5 Pp. 118 – 120 (rus.)
[9] Yarovitsyn V.S., Litvinov S.D., Karazin V.I., Sukhanov A.A., Khlebosolov I.O. Device for testing products for vibration shock loads. Patent for invention RUS 2348021 05.14.2007
[10] Chang K. Y., Pyrotechnic Devices, Shock Levels And Their Applications. // 9th International Congress on Sound and Vibration Orlando, USA, July 2002,19 p
[11] 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
[12] 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.
[13] Tereshin V.A., Shock response spectra as a result of linear interactions // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. Part F5, c. 151-161
[14] 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
[15] GOST R 51371-99. Test methods for resistance to mechanical external factors of machines, instruments and other technical products. Impact tests. - M., 2000, 24 p. (rus.)
[16] Popov A.N., Polishchuk M.N., Pulenets N.E. A new way to obtain shock acceleration during mechanical tests. Modern engineering. Science and education. 2018.No 7.P. 783-796.
[17] Popov A.N., Polishchuk M.N., Pulenets N.E. Impulse simulation in impact tests. Modern engineering. Science and education. 2019.No 8.P. 513-526.

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОДЕЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ ТРИБОСИСТЕМ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-14
УДК 621.01

M. R. Bahrami

MECHANICAL CHALLENGES OF INSPECTION ROBOT MOVING ALONG THE ELECTRICAL LINE: EFFECT OF FLEXURAL RIGIDITY



Mohammad Reza Bahrami,
Innopolis university
Innopolis, Russia
Tel.: +7(964)612-7564, E-mail: mo.bahrami@innopolis.ru.

Abstract

The goal of this work is the mathematical modeling of the electrical line stretched and supported by two isolators while a robot inspector moves with a constant speed along with it. The model, involving the flexural rigidity of the conductor, solved by the expansion method and Galerkin method. As shown in results, the difference between model including flexural rigidity and not including flexural rigidity is negligible and results obtained by the Galerkin method are in a good match with results obtained by expansion methods. Also, one can see from the results that the fluctuations occur although the speed of the robot is constant and stable. These vibrations may affect the performance of the robot inspector or even cause failure.

Key words: Mathematical modeling, robot inspector, electrical line, Galerkin method, flexural rigidity.

Introduction

In many countries, ground inspection is a common method to check overhead electrical transmission lines [1, 2]. This type of inspection puts humans into a hazardous environment meanwhile it is time-consuming. By technology development, the trend is to replace human forces with semi or fully autonomous robots. In some countries, according to the regional standards,

different types of electrical transmission line robot inspectors are designed and used [3-10]. One of these robots is presented in Fig. 1 [10].

As shown in [8-14] vibrations occur even by the stable motion of the robot along the line. These vibrations may affect the performance of the robot inspector or even cause failure. To prevent any unwanted situation, mathematical modeling is required [15-22].

This article, which is the extended work of [14], deals with the construction of mathematical models involving the flexural rigidity of the line. Here, as [14] the electrical line considered as a stretched string and supported by two isolators, one horizontal and the other one is vertical. It should be mentioned that in this article robot inspector considered as a concentrated force that moves with a constant speed on the taut string.

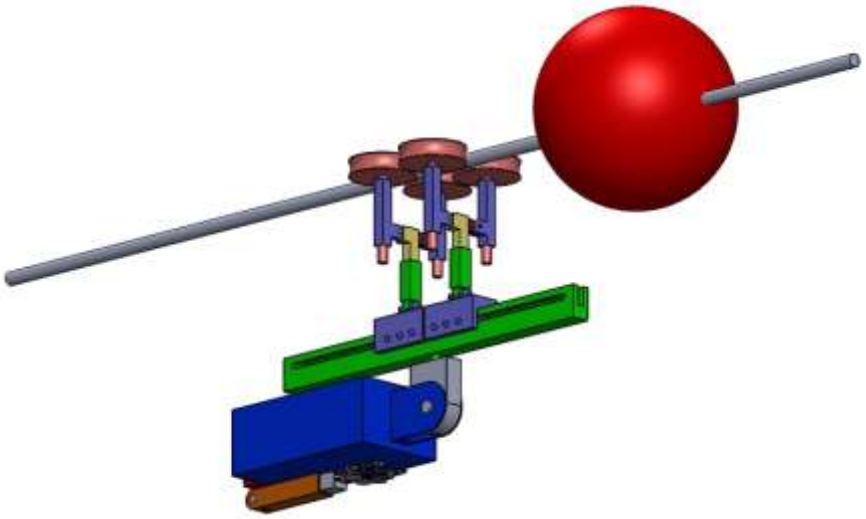
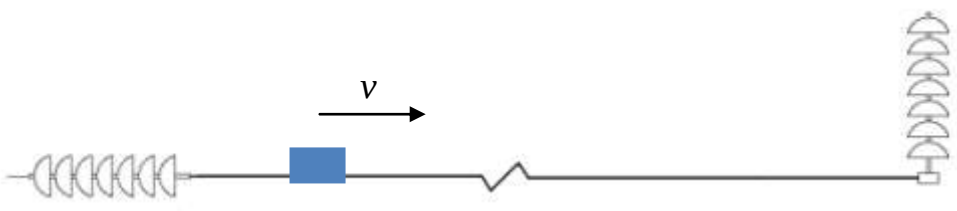


Fig. 1. Scheme of a proposed electrical transmission robot inspector [10]

Taut string vibration while a concentrated load is moving on it

The target of this part is to investigate the dynamical behavior of the robot inspector moving on the electrical line (Fig. 2). As shown in Fig. 2a the overhead power line is stretched between horizontal and vertical isolators which are modeled as pinned and slide supports. To construct the mathematical model of the system, the conductor is considered as a taut string and the robot as a concentrated load that moves along the conductor with the constant speed of v (Fig. 2b).

a)



b)

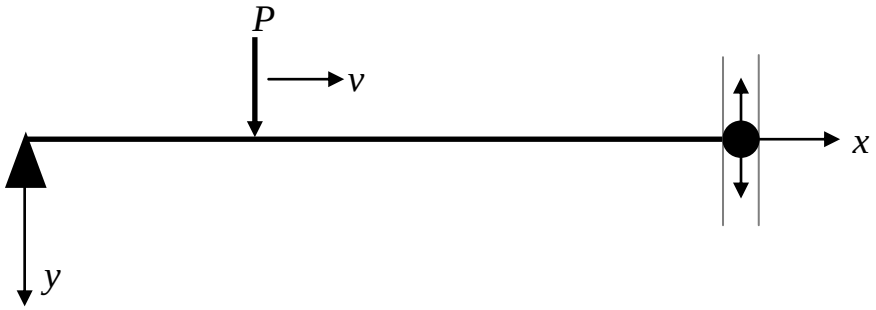


Fig. 2. (a) Schematic of an electrical line with a robot on it, and (b) concentrated load moves along the taut string.

To conduct the statement for the deflection of the stretched string as the result of the movement of the point load on it, we use the expansion method. The kinetic energy (K) and the potential energy (U) of the string are known as:

$$K = \frac{1}{2}\int_0^l \rho \dot{u}^2 \mathrm{d}x, \qquad U = \frac{1}{2}\int_0^l \left(Tu'^2 + EIu''^2\right)\mathrm{d}x. \tag{1}$$

where the tension in the string is labeled by T, ρ denoted to the mass per length, l is the string length, and EI is the flexural rigidity. In this article, prime and dot are used to show the differentiation with relative to the coordinate x and time t.

Since our system is subject to generalized forces, here $q(x, t)$, the extension of Hamilton's principle through the virtual work expression $\delta A = q\left(x,\ t\right)\delta u$ can be used. Extension Hamilton's principle is written as $\delta\int_0^{t_f}(K - U + A)\mathrm{d}t = 0$.

To obtain the equation of motion process as explained [23-25] is used:

$$\begin{aligned} &\int_0^l \rho \dot{u}\delta u\,|_0^{t_f}\ \mathrm{d}x - \cdots \\ &\cdots - \int_0^{t_f}\left[\left(Tu' + EIu^{IV}\right)\delta u - EIu''\delta u'\right]|_0^l\ \mathrm{d}t + \cdots \\ &\cdots + \int_0^{t_f}\int_0^l (Tu'' - \rho\ddot{u} - EIu'''')\delta u\ \mathrm{d}x\mathrm{d}t + q(x,t) = 0. \end{aligned} \tag{2}$$

The first of (2) is zero since at the time $t = 0$, and $t = t_f$ the variation δu is zero.

Equating the summation of the third and fourth terms in (2) to zero yields to the dynamic equation for the string as:

$$\rho\ddot{u} + (EIu'')'' - Tu'' = q(x,t). \tag{3}$$

The boundary conditions are obtained by equating the second term in (2) to zero which are:

$$x=0:\ u=0,$$
$$x=l:\ \mathrm{EI}u'''=0, \tag{4}$$

It should be noted that the initial conditions are $u(x,0)=\dot{u}(x,0)=0.$

As above mentioned, in this work, we consider the robot inspector as a point load *P* which is constant and moves stably with constant speed *v*. Therefore, to present the force located at point *x* from the origin we use Dirac delta function δ. Here, we have $q(x,t)=P\ \delta(x-vt)$.

We rewrite (3) considering abovementioned force as:

$$\rho\ddot{u}+EIu^{IV}-Tu''=P\delta(x-vt). \tag{5}$$

To solve (5) we use two methods: method of eigenfunctions and Galerkin method.

First, we start the solution by the method of eigenfunctions. The solution of (5) can be

$$u(x,t)=\sum_{n=1}^{\infty}u_n(t)\varphi_n(x),$$
$$\omega_n=\lambda_n c,\ \varphi_n=\sin\lambda_n x,\ \lambda_n=n\pi/l \tag{6}$$

where $u_n(t)$ are the unknown modal coordinates, ω_n and φ_n are the eigenvalues and eigenfunctions respectively.

Calling the orthogonality properties of eigenfunctions,

$$\int_0^l\varphi_n\varphi_k dx=\delta_{kn}\equiv\begin{cases}1, k=n\\0, k\neq n\end{cases}\Rightarrow u_n=\int_0^l u\varphi_n dx, \tag{7}$$

and multiplying both sides of (5) by φ_n and integrating, ordinary differential equations (ODE) for u_n may obtain as:

$$\ddot{u}_n+\omega_n^2u_n=f_n(t),$$
$$\omega_n^2=\left(\frac{T\lambda_n{}^2+EI\lambda_n{}^4}{\rho}\right),$$
$$p=\frac{P}{\rho}, \tag{8}$$
$$f_n(t)=\frac{\int_0^l\varphi_n(x)q(x,t)\ \mathrm{d}x}{\int_0^l\varphi_n{}^2(x)\ \mathrm{d}x}=\frac{2}{l}\,p\ \sin(\lambda_n vt).$$

The solution of (8) can be written as:

$$u_n(t)=C_1\cos(\omega_n\,\mathrm{t})+C_2\sin(\omega_n\,\mathrm{t})+\cdots$$
$$\cdots+\frac{2p}{l(\omega_n{}^2-\lambda_n{}^2v^2)}\sin(\lambda_n vt), \tag{9}$$

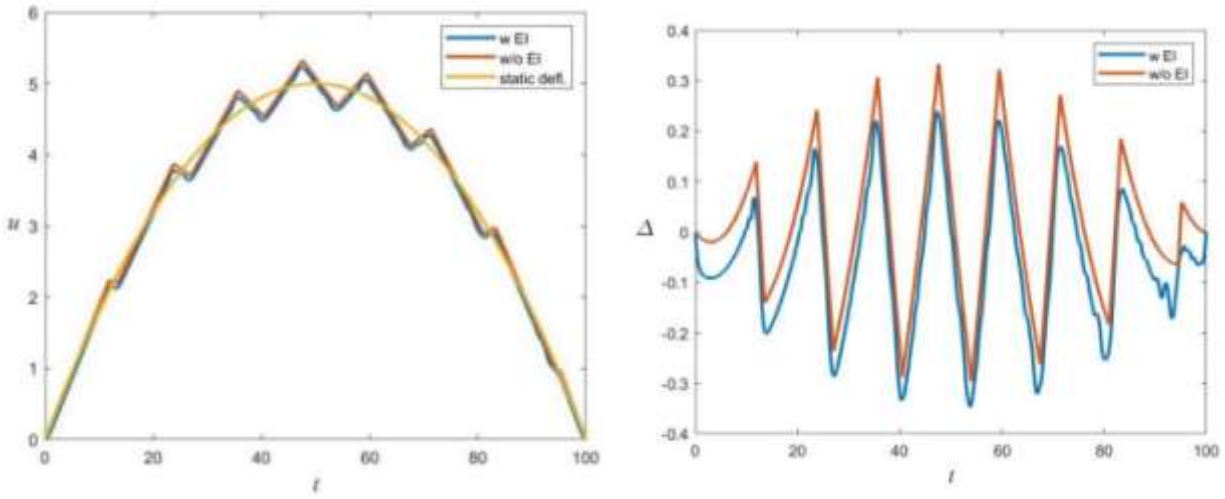
where C_1 and C_2 are arbitrary integration constants which can be found using initial values. Substituting (9) in (6) the solution of (5) can be found as:

$$u(x,t)=\sum\Big[C_1\cos(\omega_n\,\mathrm{t})+C_2\sin(\omega_n\,\mathrm{t})+\cdots$$
$$\cdots+\frac{2p}{l(\omega_n{}^2-\lambda_n{}^2v^2)}\sin(\lambda_n vt)\Big]\sin(\lambda_n x). \tag{10}$$

Here, we can find the integration constants under zero initial conditions as $C_1=0$ and $C_2=-\dfrac{2p\lambda_n v}{l\omega_n(\omega_n{}^2-\lambda_n{}^2v^2)}$. Substituting in (10), we obtain the solution of problem (5):

$$u(x,t)=$$
$$=\frac{2p}{l}\sum_{n=1}^{N}\frac{\sin(\lambda_n x)}{\lambda_n{}^2v^2-\omega_n{}^2}\left[\frac{\lambda_n v}{\omega_n}\sin(\omega_n t)-\sin(\lambda_n vt)\right]. \tag{11}$$

Solving (11) gives us the deflection of the stretched string (conductor) shown in Fig. 3. For calculation we use the following parameters: T=10 kN, P=1 kN, v=2 m/s, ρ= 10 kg/m, l= 200 m, N= 1000, $EI=2.148\times10^4$ J. The results shown in Fig. 3 are for two cases including EI and not including. As shown in results, the difference between model including EI and not including EI is negligible and results are in a good match with results obtained by expansion methods.



(a) (b)

Fig. 3. (a) General deflection, and (b) dynamic deflection of the electrical line with a moving load on it.

As one can see from Fig. 3a graphs have a parabolic shape. This is because of the quasistatic deflection of the conductor which is also included. To omit this deflection, we need to set the time-functions in equation (3) to zero. This deflection from the results and show just the difference Δ in Fig. 3b.

It is interesting to see although the speed of the robot is constant and stable, vibrations occur. The effect of flexural rigidity can be seen from Fig. 4.

To validate the results obtained in the previous section, in this section, the approximate solution of (3) can be constructed by using *Galerkin method* [23] by rewriting of (6) in the matrix form:

$$u(x,t)=\sum_{n=1}^{\infty}u_n(t)\varphi_n(x)=\mathbf{U}^T(t)\mathbf{\Phi}(x), \tag{12}$$

In (12) $\mathbf{\Phi}(x)$ which is known as comparison functions are orthogonal and orthonormal.

Although (12) satisfies all boundary conditions, since there remains error,

$$e(x,t)=\ddot{\mathbf{U}}^T\mathbf{\Phi}-T\mathbf{U}^T\mathbf{\Phi}''+EI\mathbf{U}^T\mathbf{\Phi}'''', \tag{13}$$

It will not satisfy (3) fully. On the other hand, one can make it have a zero projection on the chosen functions $\mathbf{\Phi}(x)$.

$$\int_0^l e(x,t)\phi\ \mathrm{d}x=0. \tag{14}$$

Substituting (13) in (14), we have:

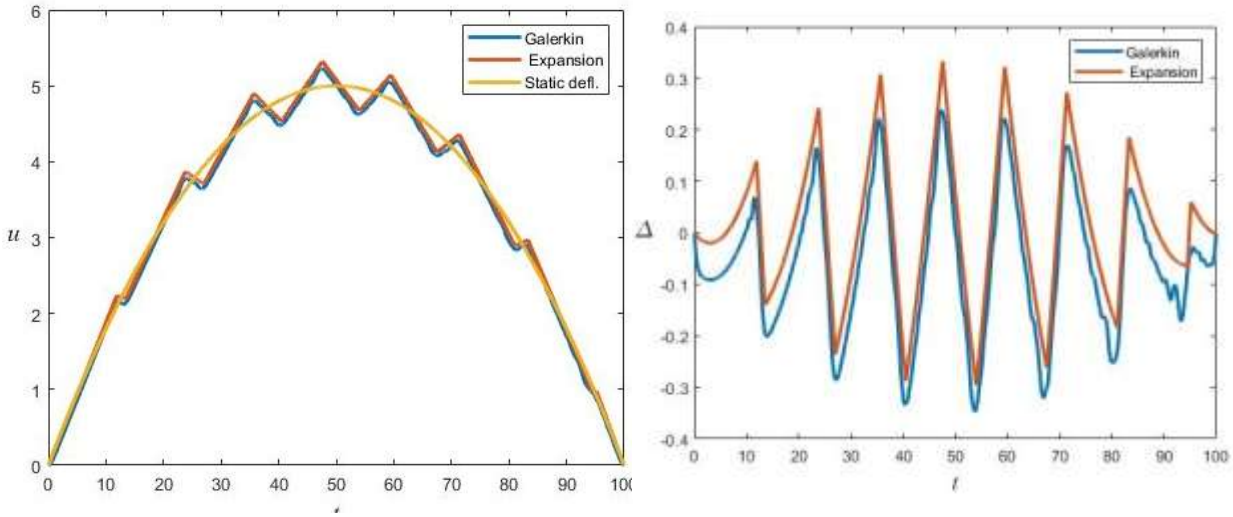
$$\begin{aligned}
&\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}+(\mathrm{C}+\mathrm{D})\mathbf{U}=\mathbf{F},\\
&\mathbf{M}=\int_0^l\mathbf{\Phi}\mathbf{\Phi}^T\ \mathrm{d}x,\\
&C=-T\int_0^l\mathbf{\Phi}\mathbf{\Phi}''^T\ \mathrm{d}x,\\
&D=-EI\int_0^l\mathbf{\Phi}\mathbf{\Phi}^{IVT}\ \mathrm{d}x,\\
&\mathbf{F}=p\mathbf{\Phi}(vt).
\end{aligned} \tag{15}$$

System (15) is an ordinary differential equation with constant coefficients which can be represented in the form of first-order equations:

$$\begin{cases}\dot{\mathbf{U}}=\mathbf{Z}\\ \dot{\mathbf{Z}}=\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{F}-(\mathbf{C}+\mathbf{D})\mathbf{U})\end{cases}. \tag{16}$$

The result of (16) using parameters as before is shown in Fig. 4 (comparison of two methods). As one can see, results obtained by the Galerkin method are in a good match with results obtained by expansion methods.

One of the most advantages of using the Galerkin method is one can use a different function to describe the motion of the robot inspector, i.e. not just using motion with the constant speed.



(a) (b)

Fig. 4. (a) General deflection and (b) dynamic deflection of the electrical line with a moving load on it presented by two methods.

Conclusion

The mathematical modeling of the electrical transmission lines robot inspector while moving through the overhead power line with a constant speed including the flexural rigidity of the line has been done. The expansion method and Galerkin method have been used to solve the model. Results show that the difference between model including *EI* and model not including *EI* is negligible. Also, results obtained by the Galerkin method are in a good match with the results obtained by expansion methods. The other important result of mathematical modeling is the appearance of vibrations of the line while the robot travels with a constant speed along with it. The mathematical modeling results are valuable for designers to select proper parameters for designing and constructing the robot.

REFERENCES

[1] Seok, K.H., Kim, Y.S. A state of the art of power transmission line maintenance robots. 2016. Journal of Electrical Engineering & Technology. 11(5), pp. 1412-22.

[2] Aggarwal, R.K., Johns, A.T., Jayasinghe, J.A., Su, W. An overview of the condition monitoring of overhead lines. 2000. Electric Power systems research. 53(1), pp. 15-22.

[3] Dong, G., Chen, X., Wang, B., Zhang, J., Liu, L., Wang, Q., Wei, C. Inspecting transmission lines with an unmanned fixed-wings aircraft. 2012. International Conference on Applied Robotics for the Power Industry (CARPI). pp. 173-174. doi:10.1109/CARPI.2012.6473355

[4] Toussaint, K., Pouliot, N., Montambault, S. Transmission line maintenance robots capable of crossing obstacles: State- of- the- art review and challenges ahead. 2009. Journal of Field Robotics. 26(5), pp. 477-99.
[5] Sawada, J., Kusumoto, K., Maikawa, Y., Munakata, T., Ishikawa, Y. A mobile robot for inspection of power transmission lines. 1991. IEEE Transactions on Power Delivery. 6(1), pp. 309-15.
[6] Higuchi, M., Maeda, Y., Tsutani, S., Hagihara, S. Development of a mobile inspection robot for power transmission lines. 1991. Journal of the Robotics Society of Japan. 9(4), pp. 457-63.
[7] Tsujimura, T., Morimitsu, T. Dynamics of mobile legs suspended from wire. 1997. Robotics and autonomous systems. 20(1), pp. 85-98.
[8] Alhassan, A.B., Zhang, X., Shen, H., Jian, G., Xu, H., Hamza, K. Investigation of Aerodynamic Stability of a Lightweight Dual-Arm Power Transmission Line Inspection Robot under the Influence of Wind. 2019. Mathematical Problems in Engineering.
[9] Miller, R., Abbasi, F., Mohammadpour, J. Power line robotic device for overhead line inspection and maintenance. Industrial Robot: An International Journal. 2017 Jan 16., https://doi.org/10.1108/IR-06-2016-0165
[10] Bahrami, M.R. Mechanics of diagnostic machine on electrical transmission lines conductors. 2018. MATEC Web of conferences. 224: 02021 https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402021
[11] Bahrami, M.R., Abed, S.A. Mechanics of robot inspector on electrical transmission lines conductors: performance analysis of dynamic vibration absorber. 2019. Vibroengineering PROCEDIA. 25, pp. 60-64. https://doi.org/10.21595/vp.2019.20807
[12] Bahrami, M.R., Abed, S.A. Mechanical challenges of electrical transmission lines inspection robot. 2020. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 709: 022099. doi:10.1088/1757-899X/709/2/022099
[13] Bahrami, M.R. Mechanics of robot inspector on electrical transmission lines conductors with unequal heights supports. 2020. Vibroengineering PROCEDIA. 30, pp. 20-25. DOI https://doi.org/10.21595/vp.2019.21097
[14] Bahrami, M.R., Mechanics of inspection robot traveling over the electrical line with constant velocity. 2020. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.
[15] Asheichik, A. A., Zorin, D. K. Research of the Antifriction Properties of Carbo. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 17-25. DOI: 10.1007/978-3-030-39500-1_3
[16] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Self-braking of planar linkage mechanisms. 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 83-92. DOI: 10.1007/978-3-319-72929-9_10

[17] Asheichik A.A, Samsonenko A.A. Research of the driven capacity of pushers with rubber pads for oil equipment. 2019. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 666: 012002. DOI:10.1088/1757-899X/666/1/012002
[18] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Analysis of machine tool installation on the base(2017) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 105-114.
[19] 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.
[20] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Calculation of the geometric and kinematic parameters of a spatial leverage mechanism with excessive coupling. 2013. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 42(3), pp. 179-183. DOI: 10.3103/S1052618813030035
[21] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs. 2016. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 31-37. DOI: 10.1007/978-3-319-29579-4_4
[22] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Computer simulation of mechanisms. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 45-56. DOI: 10.1007/978-3-319-53363-6_6
[23] Vibrations and waves in continuous mechanical systems “Chichester: Wiley”, 2007. Hagedorn, P., DasGupta, A.
[24] Mechanics of deformation of the rigid body “St. Petersburg: Polytech. Uni. Pub.”, 2006. Eliseev V.V. (rus.)
[25] Variational methods in theoretical mechanics “Springer Science and Business Media”, 2012. Oden, J.T., Reddy, J.N.

М.Р.Бахрами

МЕХАНИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ИНСПЕКЦИОННОГО РОБОТА, ДВИЖУЩЕГОСЯ ПО ЛИНИИ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ: ЭФФЕКТ ЖЕСТКОСТИ НА ИЗГИБ

Иннополис университет, Россия.

Аннотация

Целью данной работы является математическое моделирование линии электропередачи, вытянутой и поддерживаемой двумя изоляторами, в то время как робот-инспектор движется вдоль нее с постоянной скоростью. Модель, предполагающая изгибную жесткость проводника, решена методом расширения и методом Галеркина. Как показано в результатах, разница между моделью, включающей EI и не включающей EI,

незначительна, и результаты, полученные методом Галеркина, находятся в хорошем соответствии с результатами, полученными методами расширения. Кроме того, из результатов видно, что колебания происходят, хотя скорость робота постоянна и стабильна. Эти вибрации могут повлиять на работу робота-инспектора или даже вызвать сбой.

Ключевые слова: Математическое моделирование, робот-инспектор, линия электропередачи, метод Галеркина, жесткость на изгиб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Seok, K.H., Kim, Y.S. A state of the art of power transmission line maintenance robots. 2016. Journal of Electrical Engineering & Technology. 11(5), pp. 1412-22.

[2] Aggarwal, R.K., Johns, A.T., Jayasinghe, J.A., Su, W. An overview of the condition monitoring of overhead lines. 2000. Electric Power systems research. 53(1), pp. 15-22.

[3] Dong, G., Chen, X., Wang, B., Zhang, J., Liu, L., Wang, Q., Wei, C. Inspecting transmission lines with an unmanned fixed-wings aircraft. 2012. International Conference on Applied Robotics for the Power Industry (CARPI). pp. 173-174. doi:10.1109/CARPI.2012.6473355

[4] Toussaint, K., Pouliot, N., Montambault, S. Transmission line maintenance robots capable of crossing obstacles: State- of- the- art review and challenges ahead. 2009. Journal of Field Robotics. 26(5), pp. 477-99.

[5] Sawada, J., Kusumoto, K., Maikawa, Y., Munakata, T., Ishikawa, Y. A mobile robot for inspection of power transmission lines. 1991. IEEE Transactions on Power Delivery. 6(1), pp. 309-15.

[6] Higuchi, M., Maeda, Y., Tsutani, S., Hagihara, S. Development of a mobile inspection robot for power transmission lines. 1991. Journal of the Robotics Society of Japan. 9(4), pp. 457-63.

[7] Tsujimura, T., Morimitsu, T. Dynamics of mobile legs suspended from wire. 1997. Robotics and autonomous systems. 20(1), pp. 85-98.

[8] Alhassan, A.B., Zhang, X., Shen, H., Jian, G., Xu, H., Hamza, K. Investigation of Aerodynamic Stability of a Lightweight Dual-Arm Power Transmission Line Inspection Robot under the Influence of Wind. 2019. Mathematical Problems in Engineering.

[9] Miller, R., Abbasi, F., Mohammadpour, J. Power line robotic device for overhead line inspection and maintenance. Industrial Robot: An International Journal. 2017 Jan 16., https://doi.org/10.1108/IR-06-2016-0165

[10] Bahrami, M.R. Mechanics of diagnostic machine on electrical transmission lines conductors. 2018. MATEC Web of conferences. 224: 02021 https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402021

[11] Bahrami, M.R., Abed, S.A. Mechanics of robot inspector on electrical transmission lines conductors: performance analysis of dynamic vibration absorber. 2019. Vibroengineering PROCEDIA. 25, pp. 60-64. https://doi.org/10.21595/vp.2019.20807
[12] Bahrami, M.R., Abed, S.A. Mechanical challenges of electrical transmission lines inspection robot. 2020. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 709: 022099. doi:10.1088/1757-899X/709/2/022099
[13] Bahrami, M.R. Mechanics of robot inspector on electrical transmission lines conductors with unequal heights supports. 2020. Vibroengineering PROCEDIA. 30, pp. 20-25. DOI https://doi.org/10.21595/vp.2019.21097
[14] Bahrami, M.R., Mechanics of inspection robot traveling over the electrical line with constant velocity. 2020. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.
[15] Asheichik, A. A., Zorin, D. K. Research of the Antifriction Properties of Carbo. 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 17-25. DOI: 10.1007/978-3-030-39500-1_3
[16] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Self-braking of planar linkage mechanisms. 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 83-92. DOI: 10.1007/978-3-319-72929-9_10
[17] Asheichik A.A, Samsonenko A.A. Research of the driven capacity of pushers with rubber pads for oil equipment. 2019. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 666: 012002. DOI:10.1088/1757-899X/666/1/012002
[18] Semenov, Y.A., Semenova, N.S. Analysis of machine tool installation on the base(2017) Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 105-114.
[19] 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.
[20] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Calculation of the geometric and kinematic parameters of a spatial leverage mechanism with excessive coupling. 2013. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 42(3), pp. 179-183. DOI: 10.3103/S1052618813030035
[21] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Drive selection of multidirectional mechanism with excess inputs. 2016. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 31-37. DOI: 10.1007/978-3-319-29579-4_4
[22] Evgrafov, A.N., Petrov, G.N. Computer simulation of mechanisms. 2017. Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 45-56. DOI: 10.1007/978-3-319-53363-6_6
[23] Vibrations and waves in continuous mechanical systems “Chichester: Wiley”, 2007. Hagedorn, P., DasGupta, A.
[24] Механика деформируемого твердого тела СПб.: Санкт-Петербург, 2006. Елисеев В.В.
[25] Variational methods in theoretical mechanics “Springer Science and Business Media”, 2012. Oden, J.T., Reddy, J.N.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-15
УДК 539.3

Т. В. Зиновьева

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ВОДОРОДА НА РАСТРЕСКИВАНИЕ ТРУБЫ



Татьяна Владимировна Зиновьева
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4770, E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com

Аннотация

При транспортировке водородосодержащих сред по трубопроводу водород проникает в металл, ухудшая его механические характеристики. В результате в трубе образуются трещины, приводящие к выходу ее из строя в короткое время и даже к авариям. Отрицательное воздействие водорода на прочность трубы приводит к необходимости его учета при проектировании и расчете трубопроводов. Актуальность темы определена возможными экологическими и экономическими проблемами, в случае утечки газа и нефти.

В работе методами математического моделирования проведен учет влияния концентрации водорода и напряженного деформированного состояния трубы на изменение механических свойств металла, приводящее к появлению трещин. Напряженное состояние трубы под внутренним давлением найдено из решения задачи теории упругости в плоской осесимметричной постановке. Решена задача диффузии и определено распределение водорода в трубе. Введенная гипотеза об условии вклинивания водорода в кристаллическую решетку металла позволила определить область наибольшего ослабления механических свойств трубы.

Ключевые слова: концентрация водорода, диффузия, напряжения в трубе, водородное растрескивание.

Введение

Большинство газо- и нефтепроводов эксплуатируются при длительном действии нагрузок в агрессивных средах. Наличие водорода во внешней среде приводит к его быстрому накоплению внутри металла и, как следствие, значительному ухудшению механических свойств трубопровода. Хорошо известно, что водород вызывает образование трещин внутри металлической трубы (рис.1). Обычно наличие таких трещин объясняют образованием микродефектов в процессе проката металла. Однако анализ экспериментальных данных показывает, что такие дефекты образуются из-за водорода [1].

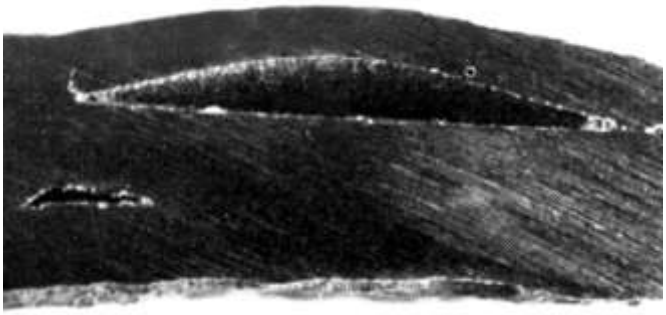


Рис. 1. Трещина в трубе

Критические обзоры большого количества современных исследований по теме индуцированного водородом растрескивания и охрупчивания сталей можно найти в [2-4]. Про эффект воздействия водорода на сопротивление разрушению титановых сплавов написано, в частности, в работах [5,6].

В большинстве работ изучаются условия роста уже сформированной трещины без рассмотрения причин ее возникновения. К сожалению, сейчас существует недостаточно экспериментальных данных о влиянии малых концентраций водорода на механические характеристики металлической трубы. Математическое моделирование и анализ причин зарождения трещин остаются остроактуальными. Данная работа посвящена этому вопросу и продолжает исследования, начатые ранее в [7,8], теперь при расчете ослабления механических свойств трубы учитывается концентрация водорода.

1. Влияние механических напряжений на наводороживание

В работе [9] приводится критический обзор публикаций второй половины 20-го века по проблеме коррозионного растрескивания трубчатых конструкций под напряжением. Многочисленные опыты показывают, что только статические растягивающие напряжения играют

роль в процессе растрескивания. Циклические напряжения создают усталостное состояние металла, а сжимающие напряжения не вызывают разрушения. В частности, там говорится о существовании порогового статического растягивающего напряжения, ниже которого сплав в данной коррозионной среде не обнаруживает коррозионного растрескивания.

Эти выводы подтверждает недавняя работа [10], ученые обнаружили поверхностный эффект при попытке искусственного наводороживания металлического образца без прикладывания механической нагрузки. Он заключается в том, что в тонком слое металла толщиной около 50 мкм у поверхности образца возникает аномально высокая концентрация водорода, создающая своеобразный экран и препятствующая проникновению водорода внутрь металла.

Поскольку процесс перераспределения водорода внутри металла очень медленный и может длиться даже несколько лет [2], то исследование механизма разрушения трубы под действием водорода допустимо рассматривать как последовательность статических задач.

Рассчитаем сначала напряженно-деформированное состояние длинного стального трубопровода, испытывающего давление на внутреннюю стенку. Рассмотрим для этого плоскую осесимметричную задачу Ламе для круговой трубы под равномерным внутренним давлением *p*. Общее решение этой задачи известно [11, 12]:

$$\sigma_r = A_1 - \frac{A_2}{r^2},\ \sigma_\varphi = A_1 + \frac{A_2}{r^2},\ u = \frac{1}{E}\left[A_1(1-\nu)r + \frac{A_2(1+\nu)}{r} \right],$$
$$\sigma_z = \nu\left(\sigma_r + \sigma_\varphi\right). \qquad (1)$$

Здесь σ_r, σ_φ и σ_z – радиальное, окружное и осевое напряжение, u – радиальное смещение; A_1, A_2 – произвольные константы, определяемые из граничных условий: на внутреннем радиусе (R_1) напряжение $\sigma_r = -p$, на внешнем радиусе (R_2) напряжение $\sigma_r = 0$. Откуда найдем

$$A_1 = \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2}\, p, \quad A_2 = \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}\, p. \qquad (2)$$

На рис. 2 представлены результаты расчета напряжений в трубе с параметрами, соответствующими магистральным газо- и нефтепроводам: внутренний радиус $R_1 = 680$ мм, внешний радиус $R_2 = 710$ мм, рабочее давление $p = 12$ МПа, модуль Юнга и коэффициент Пуассона стали: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0.28$. В рассматриваемой задаче материал трубы сжат в радиальном направлении и растянут в окружном и осевом. Согласно гипотезе Горского атомы водорода стремятся к зонам растягивающих

напряжений в металле [13]. Таким образом, в трубе под внутренним давлением созданы условия для диффундирования водорода.

Как и авторы работы [2] будем предполагать наличие двух групп водорода в металле трубы: свободного и связанного. При выполнении некоторых условий свободно диффундирующий водород внедряется в кристаллическую решетку металла и становится связанным. Присоединившись к атомам металла, водород отнимает энергию у кристаллической структуры, что ведет к ухудшению механических свойств металла.

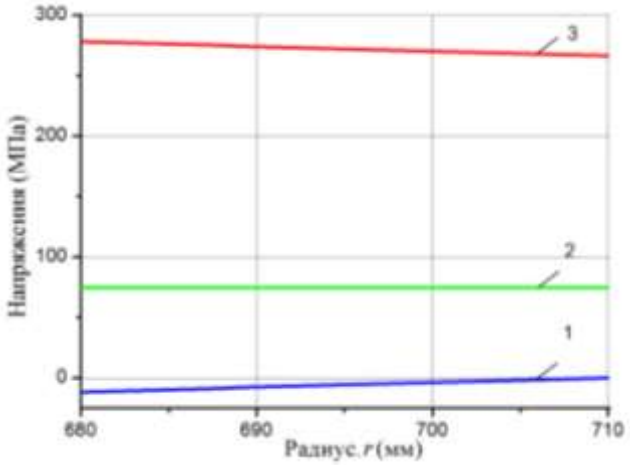


Рис. 2. Напряжения в трубе: 1 – радиальные σ_r, 2 – осевые σ_z, 3 – окружные σ_φ как функции радиуса

Как отмечено в работе [14], при наводороживании металла степень снижения его прочности зависит не только от уровня растягивающих напряжений, но и от концентрации водорода.

2. Распределение свободного водорода в трубе

Атом водорода обладает большой диффузионной подвижностью, вследствие своего чрезвычайно малого размера. Рассчитаем распределение свободного водорода в трубе, обусловленное его содержанием на поверхностях трубы. Количественное содержание свободного водорода в металле задается полем концентрации $C(\boldsymbol{r})$ – отношением массы водорода к объему среды. Основной эмпирический закон диффузии – закон Фика, для вектора плотности потока диффузанта $\boldsymbol{h}$ он записывается в виде [15]:

$$\boldsymbol{h} = -D\nabla C, \tag{4}$$

где D – коэффициент диффузии. Согласно этому закону плотность диффузионного потока направлена в сторону убывания его концентрации.

В ходе процесса диффузии водород может возникать или захватываться ловушками различной природы (микротрещинами,

дислокациями и др.). Это явление можно описать введением объемных источников, обозначим их плотность полем $b(\boldsymbol{r})$.

Уравнение баланса массы водорода в произвольном объеме металла вместе с законом (4) приводят к уравнению диффузии:

$$\nabla \cdot \left(D \nabla C \right) + b = \dot{C}. \tag{5}$$

Для однородной среды полагают $D = \text{const}$ и приходят к уравнению вида:

$$D \Delta C + b = \dot{C}. \tag{6}$$

Найдем распределение водорода в длинной круговой трубе, считая, что на внутренней ее стенке задана постоянная концентрация водорода C_0. А снаружи задана плотность диффузионного потока, возникающего из-за разности концентраций водорода на внешней поверхности трубы Σ и в окружающей среде:

$$D \left. \frac{\partial C}{\partial n} \right|_{\Sigma} = k \left(C_{ext} - C \right). \tag{7}$$

Здесь $\boldsymbol{n}$ – внешняя нормаль к поверхности, C_{ext} – концентрация водорода в окружающей среде, k – коэффициент пропорциональности, характеризующий интенсивность концентрационного взаимодействия.

Будем рассматривать далее стационарное распределение водорода по трубе при отсутствии внутренних источников. Предположим, что концентрация водорода зависит только от радиальной координаты r. В случае осесимметрии уравнение диффузии (6) вместе с граничными условиями (7) перепишется в виде:

$$C'' + \frac{1}{r} C' = 0, \quad C\big|_{r=R_1} = C_0, \quad C'\big|_{r=R_2} = \frac{k}{D} \left(C_{ext} - C \right). \tag{8}$$

Решение задачи (8) имеет вид:

$$C(r) = C_0 \left[1 + B \ln \left(\frac{r}{R_1} \right) \right], \quad B = \frac{\alpha - 1}{\beta - \ln \rho}, \tag{9}$$

где введены безразмерные параметры

$$\alpha = \frac{C_{ext}}{C_0}, \ \beta = \frac{D}{k R_2}, \ \rho = \frac{R_1}{R_2}.$$

Найденная функция концентрации водорода будет использована далее для оценки ослабления механических характеристик трубы.

В зависимости от состояния железа или стали экспериментально найденные значения коэффициента диффузии водорода D колеблются в достаточно широком диапазоне от $2\cdot10^{-9}$ до $9\cdot10^{-5}$ см^2/с. Этот разброс значений связывают с наличием в металле ловушек: максимальные значения соответствуют высокочистому железу, с увеличением количества ловушек коэффициент диффузии уменьшается [16]. Работы [17, 18] содержат интересные экспериментальные данные по влиянию постоянной растягивающей нагрузки в металле на коэффициент диффузии водорода в нем.

3. Условие вклинивания водорода в решетку металла

Как было отмечено выше, изменение механических свойств металлической трубы при наводороживании зависит как от ее напряженно-деформированного состояния, так и от концентрации водорода. Но при каких условиях происходит внедрение свободного водорода в решетку металла?

Введем *гипотезу об условии вклинивания водорода*. Пусть для заданного металла существует критическое значение растягивающего напряжения σ_*, при превышении которого атомы водорода вклиниваются в кристаллическую решетку. Причем это значение обратно пропорционально концентрации свободного водорода в металле:

$$\sigma_+ > \sigma_*, \quad \sigma_* = \frac{\mu}{C}, \tag{10}$$

где μ – коэффициент, характеризующий металл. Т.е. предполагается, что при очень больших концентрациях свободного водорода для его вклинивания в решетку достаточно даже небольших растягивающих напряжений σ_+, а при его малых концентрациях напряжения должны быть велики.

Значение коэффициента μ должно быть определено из эксперимента, за отсутствием пока этих данных привяжем его к известной величине – пределу текучести металла при растяжении $\tau_{\max}$. На внутренней поверхности трубы:

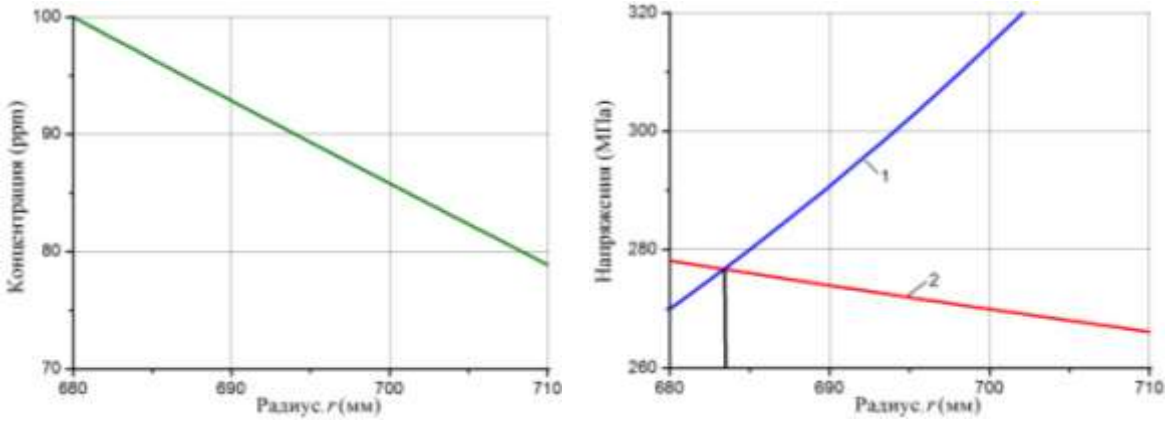
$$\sigma_*\big|_{r=R_1} = \frac{\mu}{C_0} \square\ n\tau_{\max} \Rightarrow \quad \mu = n\tau_{\max}C_0. \tag{11}$$

Расчеты проводились для трубы с параметрами из п. 1. На внутренней стенке трубы задана концентрация водорода $C_0 = 100$ ppm, а во внешней среде $C_{ext} = 10$ ppm, интенсивность взаимодействия с внешней средой

определяет коэффициент $\beta = 0.14$, при расчете по формулам (10,11) использовалось значение $n = 0.9$.

На рис. 2 представлены результаты расчета концентрации свободного водорода и критического напряжения вклинивания в трубе. В рассматриваемом случае максимальными являются окружные растягивающие напряжения σ_φ, их и нужно сравнивать с критическим значением σ_*. Там, где условие (10) выполняется, модуль Юнга материала трубы уменьшается. Как видно из рисунка 2, это внутренняя область трубы, ограниченная радиусом $r_* = 683$ мм.

Этот расчет подтверждает обоснованность рассуждений, приведенных в работе [7], об образовании в трубе под воздействием водорода ослабленного внутреннего слоя. Там для двухслойной трубы было показано, что при некоторой критической толщине ослабленного слоя возможно образование круговой трещины.



a) *b*)

Рис. 2. Концентрация водорода (*a*) и напряжения в трубе (*b*): 1 – вклинивания σ_*, 2 – окружные σ_φ как функции радиуса

Разумно предположить, что ослабление механических характеристик трубы должно быть пропорционально превышению критического напряжения σ_* в ней, в таком случае модуль Юнга становится функцией радиальной координаты $E(r)$. Для дальнейших расчетов необходимо скорректировать уравнения упругости для трубы под нагрузкой с новым модулем Юнга.

Заключение

В результате проведенного исследования показано, что при транспортировке сырья в трубопроводе возникает напряженно-деформированное состояние, способствующее перераспределению

водорода в материале трубы. Введенная гипотеза об условии вклинивания свободного водорода в кристаллическую решетку металла позволила предсказать образование внутреннего слоя трубы с ослабленными механическими свойствами.

Для проведения точных количественных оценок необходимы новые экспериментальные данные о влиянии малых концентраций водорода на свойства конструкционных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Balueva A. Modeling of hydrogen embrittlement cracking in pipe-lines under high pressures. 2014. Procedia Materials Science, 3. pp. 1310–1315.

[2] 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.

[3] Djukic M.B. et al. Towards a unified and practical industrial model for prediction of hydrogen embrittlement and damage in steels. 2016. Procedia Structural Integrity, 2. pp. 604-611.

[4] Nie Y., Kimura Y., Inoue T., et al. Hydrogen embrittlement of a 1500-MPa tensile strength level steel with an ultrafine elongated grain. 2012. Metallurgical and Materials Trans. A, Vol. 43, No. 5. pp. 1670–1687.

[5] Zhukov V.A. Stress corrosion cracking and electrochemical potential of titanium alloys. 2015. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 137-141.

[6] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б. Исследование обрабатываемости резанием титанового сплава ВТ23 после термоводородной обработки. Современное машиностроение: Наука и образование. 2019. С.586-595. Doi: 10.1872/MMF-2019-48.

[7] Zinovieva T.V. Influence of hydrogen on stress-strain state of pipeline. Proceedings of the “XLVI Summer School Conference Advanced Problems in Mechanics (APM-2018)”. 25-30 June 2018, St.Petersburg”. pp. 286-292. Doi: 10.18720/SPBPU/2/z18-9.

[8] Чулкин С.Г., Зиновьева Т.В. Расчет влияния водорода на прочность морского трубопровода. 2019. Морские интеллектуальные технологии, №2 (44), Т.1. С.31-35.

[9] Овчинников И.И. Исследование поведения оболочечных конструкций, эксплуатирующихся в средах, вызывающих коррозионное растрескивание. 2012. Интернет-журнал «Науковедение», №4. http://naukovedenie.ru/PDF/38tvn412.pdf .

[10] Polyanskiy V.A., Belyaev A.K., Alekseeva E.L., Polyanskiy A.M., Tretyakov D.A., Yakovlev Yu.A. Phenomenon of skin effect in metals due to hydrogen absorption. 2019. Continuum Mechanics and Thermodynamics, Vol. 31, No. 6. pp. 1961-1975. Doi: 10.1007/s00161-019-00839-2.
[11] Елисеев В. В. Механика упругих тел. 2003. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 336 с.
[12] Lurie A.I. Theory of Elasticity. 2010. Springer Science & Business Media. 1050 p.
[13] Gorsky W.S. Theorie der ordnungsprozesse und der Diffusion in Mischkristallen von CuAu. 1935. Sow. Phys., 8. pp. 433–456.
[14] Овчинников И.И. Деформирование и разрушение материалов в водородосодержащей среде, диффузионные характеристики которой зависят от напряженного состояния. 2013. Интернет-журнал «Науковедение», №1. http://naukovedenie.ru/PDF/33tvn113.pdf .
[15] Бекман И. Н. Математика диффузии. 2016. М.: Издательство «ОнтоПринт». 400 с.
[16] Turnbull A. Hydrogen diffusion and trapping in metals. 2012. Gaseous hydrogen embrittlement of materials in energy technologies. Philadelphia: Woodhead Publishing Limited. pp. 89–128.
[17] 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, Vol. 773, article 138872.
[18] 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, vol. 214. pp. 336-344.

T.V.Zinovieva

INFLUENCE OF HYDROGEN CONCENTRATION ON PIPE CRACKING

Institute for Problems in Mechanical Engineering,
Russian Academy of Sciences, Russia

Abstract

When transporting hydrogen-containing media through a pipeline, hydrogen penetrates into the metal, impairing its mechanical characteristics. As a result, cracks form in the pipe, leading to its failure in a short time and even to

accidents. The negative effect of hydrogen on the strength of the pipe leads to the need for its consideration in the design and calculation of pipelines. The relevance of this topic is determined by possible environmental and economic issues, in the event of an accident resulting in gas and oil leaks.

In the work, the effect of hydrogen concentration and the stress-strain state of the pipe on the change in the mechanical properties of the metal is taken into account by the methods of mathematical modeling. The stress state of the pipe under internal pressure is found from a solution of the problem of the theory of elasticity in a plane axisymmetric formulation. The diffusion problem is solved and the distribution of hydrogen in the pipe is determined. The hypothesis introduced on the condition of wedging hydrogen into the crystal lattice of the metal made it possible to determine the region of greatest weakening of the mechanical properties of the pipe.

Key words: hydrogen concentration, diffusion, stress in the pipe, hydrogen cracking.

REFERENCES

[1] Balueva A. Modeling of hydrogen embrittlement cracking in pipe-lines under high pressures. 2014. Procedia Materials Science, 3. pp. 1310–1315.

[2] Belyaev A.K., Kudinova N.R., Polyanskiy V.A., Yakovlev Yu.A. The Description of deformation and destruction of materials containing hydrogen by means of rheological model. 2015. St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics, № 3(225). p. 134-149. (rus.)

[3] Djukic M.B. et al. Towards a unified and practical industrial model for prediction of hydrogen embrittlement and damage in steels. 2016. Procedia Structural Integrity, 2. pp. 604-611.

[4] Nie Y., Kimura Y., Inoue T., et al. Hydrogen embrittlement of a 1500-MPa tensile strength level steel with an ultrafine elongated grain. 2012. Metallurgical and Materials Trans. A, Vol. 43, No. 5. pp. 1670–1687.

[5] Zhukov V.A. Stress corrosion cracking and electrochemical potential of titanium alloys. 2015. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 137-141.

[6] Egorova J.B., Davidenko L.V., Egorov E.N., Belova S.B. Study of machinability of titanium alloy BT23 after thermohydrogen treatment. Modern mechanical engineering: Science and education. 2019. pp. 586-595. (rus.)

[7] Zinovieva T.V. Influence of hydrogen on stress-strain state of pipeline. Proceedings of the “XLVI Summer School Conference Advanced Problems in Mechanics (APM-2018)”. 25-30 June 2018, St.Petersburg”. pp. 286-292. Doi: 10.18720/SPBPU/2/z18-9

[8] Chulkin S.G., Zinovieva T.V. Calculation of hydrogen influence on strength of marine pipeline. 2019. Marine Intellectual technologies, №2 (44), V.1. pp.31-35. (rus.)
[9] Ovchinnikov I.I. Research of behavior of the shell model which are maintaining in environments, causing corrosion cracking. 2012. Internet-journal «Naukovedenie», №4. http://naukovedenie.ru/PDF/38tvn412.pdf . (rus.)
[10] Polyanskiy V.A., Belyaev A.K., Alekseeva E.L., Polyanskiy A.M., Tretyakov D.A., Yakovlev Yu.A. Phenomenon of skin effect in metals due to hydrogen absorption. 2019. Continuum Mechanics and Thermodynamics, Vol. 31, No. 6. pp. 1961-1975. Doi: 10.1007/s00161-019-00839-2.
[11] Eliseev V.V. Mechanics of Deformable Solids. 2003. St. Petersburg, Polytechnic University Press. 336 p. (rus.)
[12] Lurie A.I. Theory of Elasticity. 2010. Springer Science & Business Media. 1050 p.
[13] Gorsky W.S. Theorie der ordnungsprozesse und der Diffusion in Mischkristallen von CuAu. 1935. Sow. Phys., 8. pp. 433–456.
[14] Ovchinnikov I.I. Deformation and destruction of materials in the hydrogenous environment which diffusive characteristics depend on a tension. 2013. Internet-journal «Naukovedenie», №1. http://naukovedenie.ru/PDF/33tvn113.pdf . (rus.)
[15] Bekman I. N. Mathematics of diffusion. 2016. Moscow, OntoPrint Publishing House. 400 p. (rus.)
[16] Turnbull A. Hydrogen diffusion and trapping in metals. 2012. Gaseous hydrogen embrittlement of materials in energy technologies. Philadelphia: Woodhead Publishing Limited. pp. 89–128.
[17] 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, Vol. 773, article 138872.
[18] 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, vol. 214. pp. 336-344.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-16
УДК 621.01

И.Г. Леванов[1], Е.А. Задорожная[1], Д.Н. Никитин[1]

МОДЕРНИЗАЦИЯ МАШИНЫ ТРЕНИЯ ИИ5018 ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ



[1]Леванов Игорь Геннадьевич,
Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)
Россия, Челябинск
Тел.: 8(351)267-92-13, E-mail: levanovig@susu.ru.



[1]Задорожная Елена Анатольевна,
Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)
Россия, Челябинск
Тел.: 8(351)267-92-13, E-mail: zadorozhnaiaea@susu.ru.



[1]Никитин Денис Николаевич,
Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)
Россия, Челябинск
Тел.: 8(351)267-92-13, E-mail: nikitin76766@rambler.ru.

Аннотация

В работе затронута проблема отсутствия отечественного оборудования для трибологических исследований гидродинамических подшипников скольжения, рассмотрены преимущественно зарубежные машины трения, предложен вариант модернизации серийной отечественной машины трения ИИ5018 для повышения качества проведения трибологических исследований гидродинамических подшипников скольжения. Предложенное решение позволяет проводить оценку противоизносных и антифрикционных свойств смазочных масел, изучать влияние конструктивных, производственных и эксплуатационных факторов на работу подшипников скольжения, способствует повышению качества подготовки обучающихся по техническим направлениям.

Ключевые слова: машина трения, гидродинамический подшипник скольжения, диаграмма Герси-Штрибека.

Введение

Сегодня для российских вузов и исследовательских лабораторий характерна тенденция закупки исследовательского оборудования зарубежного производства. Эта тенденция вызвана, прежде всего, тем, что отечественная промышленность сегодня, к сожалению, не в состоянии удовлетворить потребности внутреннего рынка в исследовательском оборудовании. Причины этого кроются в социально-экономических изменениях, произошедших в России с 1991 по 2000-е годы. Отсутствие долгое время в период с 1991 по 2005-2010 годы масштабных научно-исследовательских работ и, как следствие, отсутствие запроса на поставку исследовательского оборудования. Финансирование науки в период с 1991 по 2005 годы было снижено в десятки раз. Сегодня ситуация с финансированием кардинально изменилась, однако, накопившиеся пробелы с разработками собственного оборудования вынуждают закупать импортные образцы.

В полной мере это относится к оборудованию для трибологических испытаний и исследований.

1. Описание отечественных машин трения

В настоящее время в России серийно выпускаются несколько машин трения: четырёхшариковая машина трения ЧМТ-1, машина трения ИИ5018 (аналог 2070 СМТ-1), УМТ-2168, МТУ-1. Во многих лабораториях используются машины ещё Советского производства типа 2070 СМТ-1, СМЦ-2, выпущенные в 1970-ых – 1980-ых годах.

Состояние этих машин, их измерительная аппаратура, отсутствие компьютерной обработки сигналов, как правило, затрудняют проведение исследований процессов трения и смазки гидродинамических подшипников скольжения на высоком уровне. Без дополнительной модернизации серийных машин трения проведение таких исследований в принципе невозможно. Практически отсутствуют отечественные трибометры. Для решения конкретных задач, часто исследователи выполняют самостоятельные доработки существующих машин или собирают под каждую задачу оригинальную испытательную установку [1].

Конструктивные недостатки машины трения ИИ5018, которая пришла на смену машине СМЦ-2, затрудняют исследования процессов трения и смазки гидродинамических подшипников скольжения. Например, в соответствии с паспортом машины ИИ5018 допустимое радиальное биение вала для установки образцов типа «ролик» составляет 50 мкм. Реальные значения на разных машинах составляют порядка 30 мкм. Такие значения

сопоставимы с диаметральным зазором подшипников коленчатого вала ДВС. И проведение испытаний полноразмерного подшипника скольжения возможно только после соответствующей модернизации узла трения.

Известны работы, посвящённые исследованиям погрешностей измерения коэффициента трения, силы сжатия образцов на машинах трения типа «Амслер», к которым относится ИИ5018 [1]-[8]. «Экспериментально установлено, что одной из причин нестабильности усилия сжатия образцов на машинах трения типа «Амслер» последнего поколения (ИИ5018) является использование пружины сжатия без направляющей, обязательной для предотвращения потери устойчивости пружины, т.к. отношение ее длины к диаметру значительно больше 0,5. Ряд исследователей для устранения этого недостатка изменили конструкцию серийно выпускаемых машин трения на рычажно-грузовую, что вызывает необходимость проведения сравнительного анализа точности наиболее распространенных механизмов нагружения образцов», так пишет Даровской Г.В. [8] о машине ИИ5018.

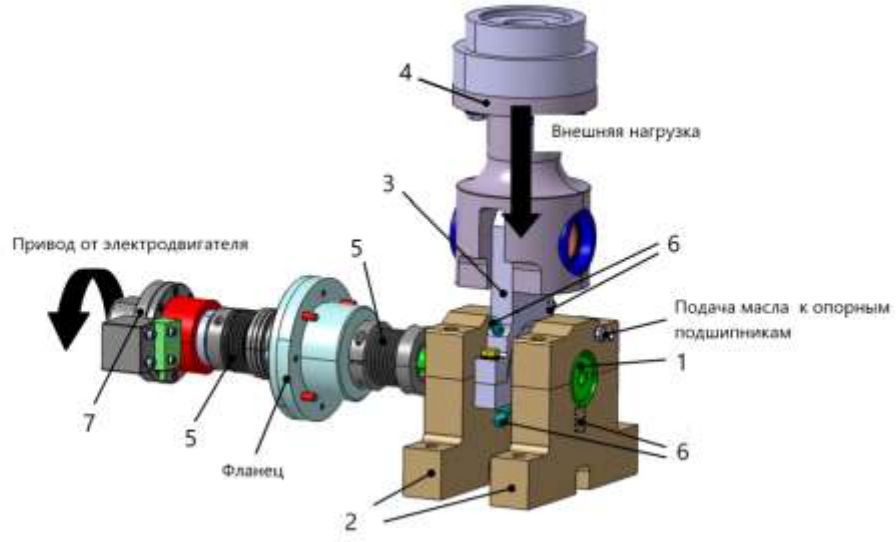
П.Д. Чхетиани [9] показал, что коническая прецессия ролика, характерная для штатной схемы трения «колодка-ролик» в машинах трения типа «Амслер» (МИ, СМЦ-2,2070 СМТ-1, ИИ5018 и др.) не позволяет обеспечить корректность эксперимента при получении диаграммы Герси-Штрибека при исследованиях подшипников скольжения.

Надо сказать, что до некоторого времени не было серийно выпускаемых машин трения. Под каждую задачу исследователи изготавливали необходимый узел трения с характерными условиями нагружения и смазывания. Известные конструкции машин трения до 1947 года приведены в работе А.К. Зайцева [10]. Современный обзор конструкций машин трения дан в работе С.В. Комбалова [11]. Многообразие вариантов исполнения и конструкций поражает. Многие отечественные исследователи работают над совершенствованием машин трения и создают свои оригинальные конструкции. Несмотря, на это сегодня в России ощущается острая нехватка современных, простых и надёжных машин трения для исследования процессов, происходящих в гидродинамических подшипниках скольжения.

За рубежом таким машинам уделяется большое внимание, что видно из обзора некоторых конструкций.

2. Обзор машин трения иностранного производства

В работе Sander и Allmaier [12] описана установка для испытания подшипника скольжения производства компании KS Gleitlager (рис. 1).



1 – испытательный вал; 2 – опорные подшипники; 3 – испытываемый шатун; 4 – высокочастотный пульсатор; 5 – муфта; 6 – термопары; 7 – датчик крутящего момента

Рис. 1 – Состав установки компании KS Gleitlager [12]

Испытательная установка (рис. 1) состоит из испытательного вала 1, который опирается на два опорных подшипника скольжения 2. Каждый подшипник скольжения закреплен на основании. Испытываемый шатун 3 с подшипником скольжения расположен между двумя опорными подшипниками. На шатун воздействует внешняя нагрузка, создаваемая электромеханическим высокочастотным пульсатором 4. Испытательный вал приводится в действие электродвигателем (не показан) через упругие муфты 5. Размеры и конструкция опорных подшипников скольжения соответствует типичным коренным подшипникам коленчатого вала с подачей масла через окружную канавку в верхнем вкладыше. Канавка шириной 5 мм и протяженностью 180 градусов располагается в центре вкладыша, диаметральный зазор 50 мкм, диаметр 54 мм, ширина 25 мм. Испытуемый подшипник выполнен в виде шатунного подшипника коленчатого вала с диаметральным зазором в 23 мкм, диаметром шейки 47,8 мм, шириной 17,2 мм. При этом подача смазки осуществляется через отверстие диаметром 1,5 мм в нижнем ненагруженном вкладыше.

Подаваемое в подшипники масло термостатируется с помощью внешнего источника. Температура подшипников измеряется термопарами 6, установленными в корпусах опорных подшипников и в шатуне. Расход масла и давление подачи может регулироваться через блок управления, что позволяет моделировать режим «масляного голодания» подшипника. Общий момент трения, вызванный всеми тремя подшипниками, измеряется датчиком крутящего момента 7, который расположен между двигателем и муфтой и позволяет измерять моменты до 50 Н·м с

точностью ± 0,15 Н·м. Скорость вращения вала также измеряется датчиком крутящего момента с точностью ± 42 мин$^{-1}$.

Установка обеспечивает удельную нагрузку на испытываемый подшипник до 100 МПа, изменение частоты вращения от 0 до 3000 мин$^{-1}$. Это позволяет получать диаграмму Герси-Штрибека для испытываемого подшипника и оценивать влияние различных факторов (противоизносных присадок в смазочном материале, шероховатости поверхностей, микропрофиля поверхности, полимерных твердосмазочных покрытий и т.д.) на его работу, а также оценивать износостойкость и усталостную долговечность подшипника.

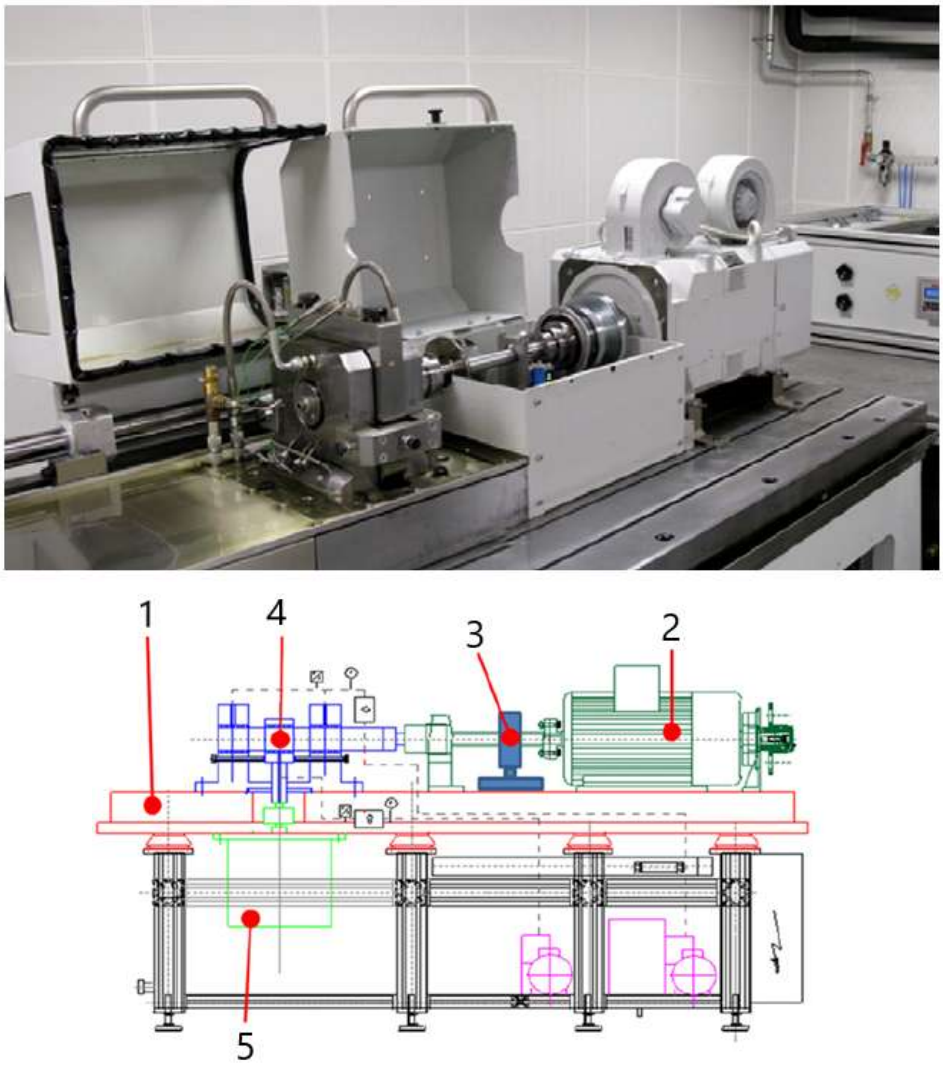
C. Priestner, H. Allmaier, H.H. Priebsch, C. Forstner в своих работах [13] использовали установку LP-06 MIBA-Bearing Group, фотография и схема которой представлены на рис. 2.

Установка LP-06 MIBA во многом похожа на установку KS Gleitlager и состоит из тяжелой стальной плиты 1, на которой смонтированы электродвигатель 2, датчик момента 3 и узел трения 4. Плита установлена на виброопорах.

Узел трения 4 представляет собой вал, установленный на двух подшипниках скольжения, между которыми находится шейка испытуемого подшипника. Корпус испытуемого подшипника связан с гидравлическим нагружателем 5. Привод узла трения осуществляется через карданную передачу электродвигателем 2.

Гидравлический привод прикладывает нагрузку к корпусу вертикально. Момент трения измеряется также во всех трёх подшипниках. В качестве вкладышей опорных подшипников используются автомобильные вкладыши тяжелонагруженного двигателя, состоящие из стальной основы и бронзового антифрикционного материала с трёхслойным напылением.

Также предусматривается измерение падения напряжения (постоянное напряжение 3 мВ) между вращающимся валом и вкладышами подшипника. Падение напряжения ниже 3 мВ свидетельствует о контакте между неровностями вала и вкладыша. Установка также позволяет проводить комплексные исследования влияния на работу подшипника скольжения различных факторов, а также оценивать конструктивные мероприятия, направленные на снижение потерь мощности на трение в контактах скольжения.



1 – стальная плита; 2 – электродвигатель; 3 – датчик момента; 4 – узел трения; 5 – гидравлический нагружатель

Рис. 2 – Испытательная установка LP-06 MIBA-Bearing Group [13]

На рис. 3 представлен стенд, разработанный компанией Federal-Mogul Powertrain, которая наряду с компанией MIBA является одним из мировых лидеров в области производства и исследования подшипников скольжения двигателей. Стенд имеет конструкцию, аналогичную LP-06 MIBA и позволяет проводить исследования подшипников скольжения при различных видах смазки (жидкостная, граничная) и нагрузках.

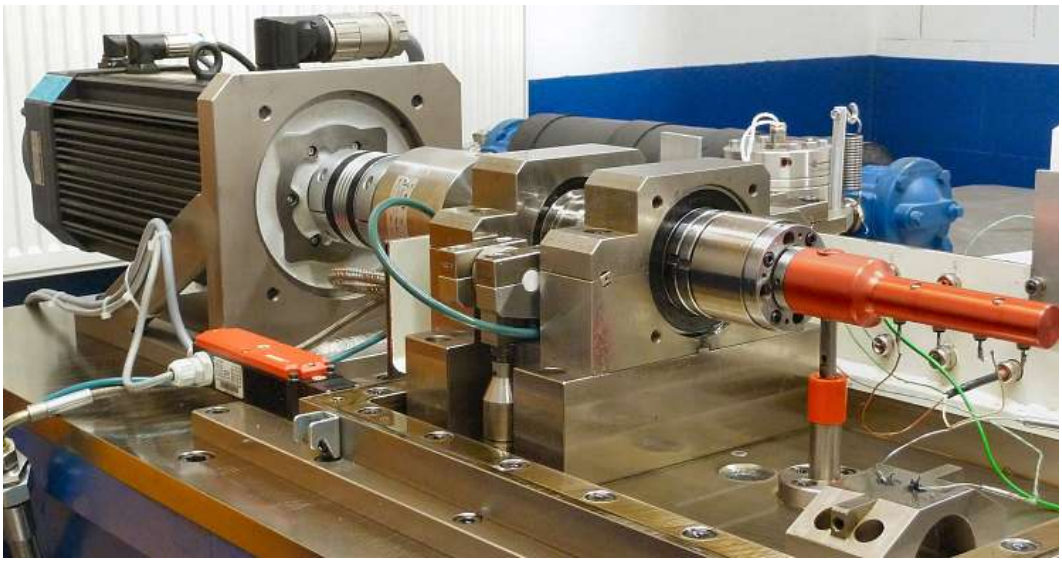


Рис. 3 – Испытательный стенд для оценки трения в подшипниках скольжения компании Federal-Mogul Powertrain [16]

Hoppe, Arnold [16] исследовали с помощью этой установки влияние полимерного покрытия IROX на поверхности вкладыша на изменение диаграммы Штрибека при смазке подшипника моторными маслами классов вязкости SAE 5W-30 и 0W-20.

В работе [17] приводится машина трения WAZAU UTM-2000, позволяющая воспроизводить перекосы в подшипнике скольжения. В отличие от предыдущих машин, здесь использована схема консольного расположения подшипника скольжения на валу электродвигателя (рис. 4).

Испытуемый подшипник состоит из ролика и вкладышей коренного подшипника автомобильного двигателя (рис. 4). С помощью двух термопар предусмотрено измерение температуры масла на входе в подшипник и температуры нагруженного вкладыша. Машина WAZAU UTM-2000 показала хорошую повторяемость результатов при исследовании влияния твердосмазочных покрытий на трение в подшипнике скольжения при наличии перекоса подшипника, так и без него [17].

Схема с консольным расположением подшипника использована также в машине Journal Bearing Machine (JBM) производства компании PCS Instruments (Великобритания) [18]. Установка состоит из стального вала 1, который вращается внутри корпуса подшипника, состоящего из двух вкладышей 2, размещенных в модифицированном шатуне 3 двигателя внутреннего сгорания (рис. 5).

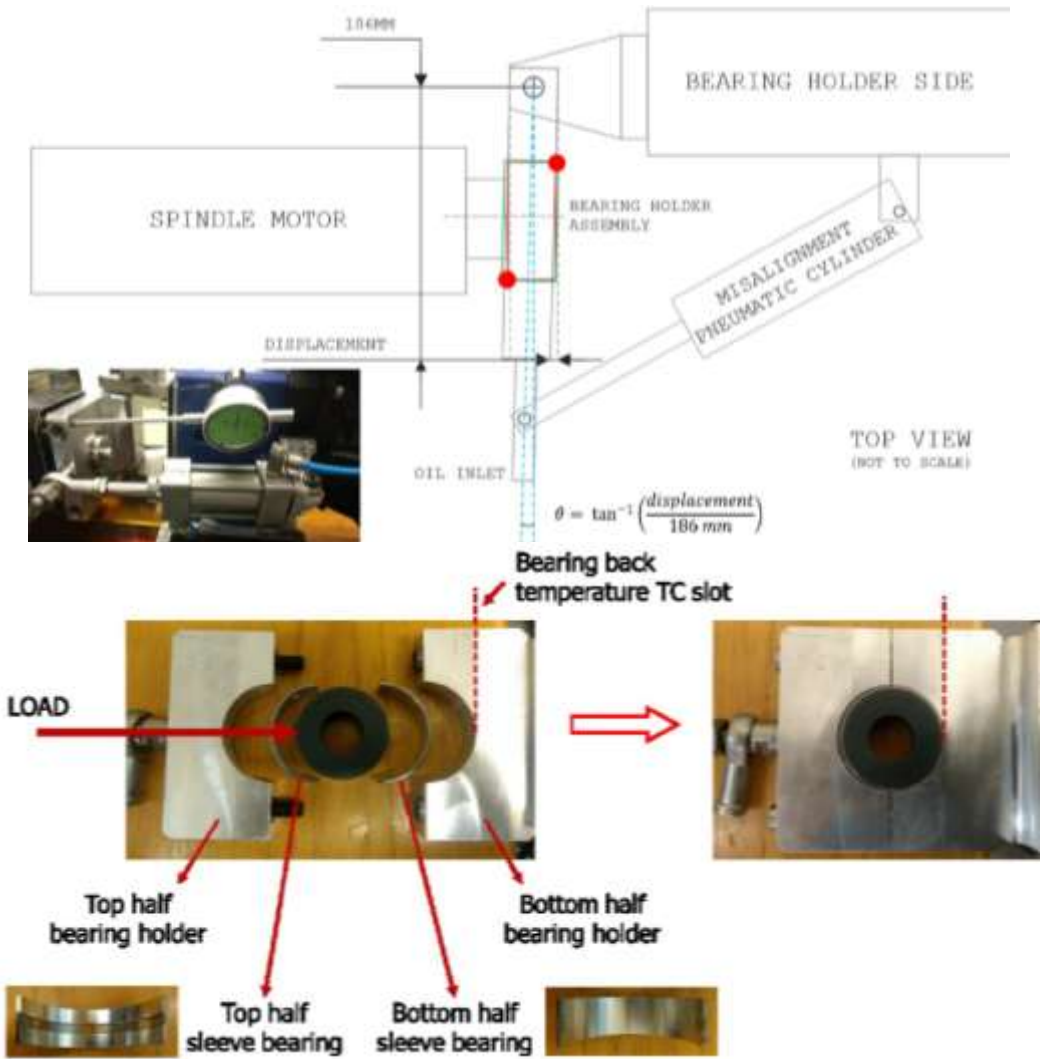
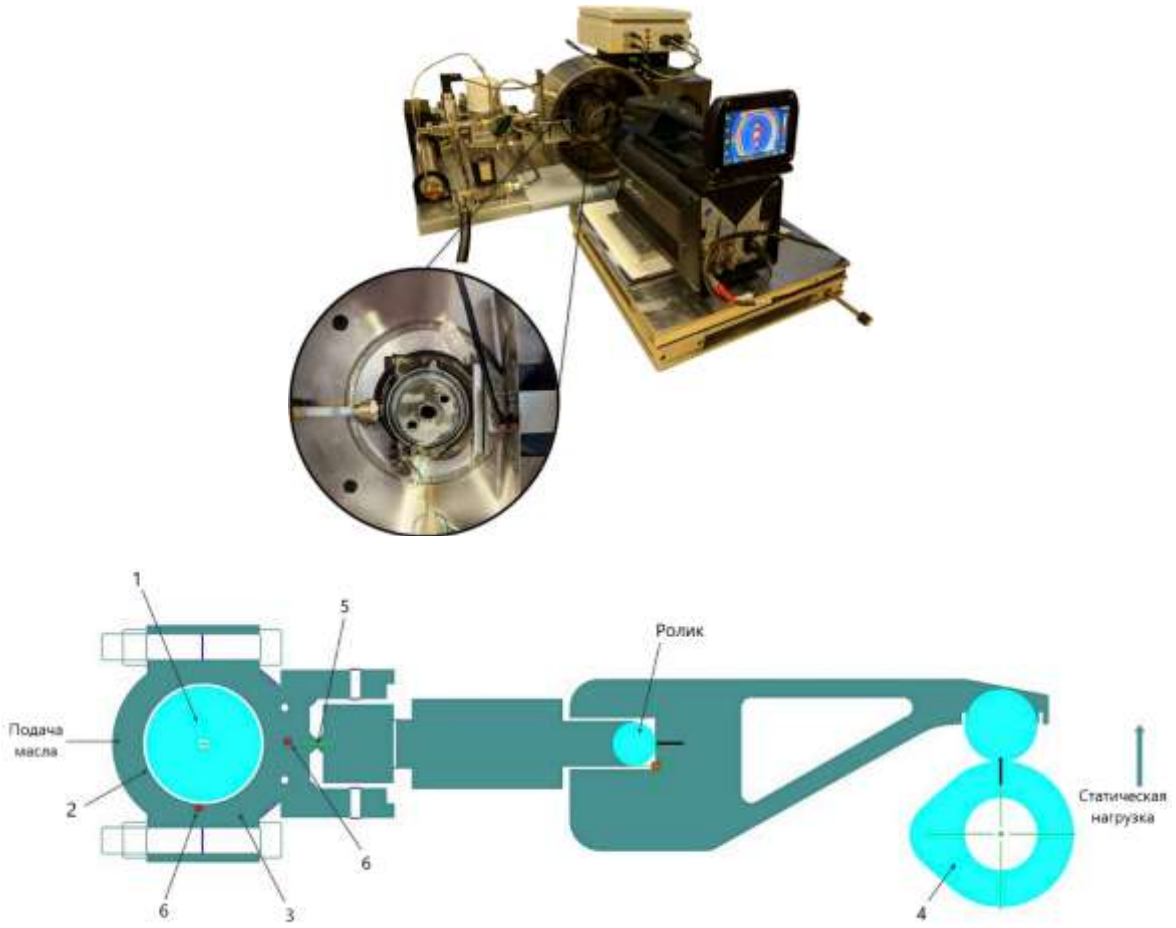


Рис. 4 – Машина трения WAZAU UTM-2000 [17]

Нагрузка прикладывается к подшипнику с помощью рычага и может быть постоянной или переменнной, при этом дополнительная нагрузка накладывается поверх постоянной с использованием вращающегося кулачка 4, как показано на рис. 5. Нагрузка и момент трения измеряются тензодатчиками 5, температура корпуса подшипника – термопарами 6. В установке используются товарные вкладыши двигателя V6 Chrysler объёмом 3,6 л. Ширина вкладыша 17,8 мм, диаметр вала 59,5 мм. Радиальный зазор составляет 29 мкм. Испытания могут проводиться при различных скоростях вращения вала в диапазоне от 1000 до 3500 мин$^{-1}$, изменении нагрузки в диапазоне 1–3 кН (что соответствует давлениям в подшипниках 1-3 МПа), изменении температуры подачи масла от 60 до 120 °С. Давление подачи масла на входе в подшипник составляет 150 кПа. Установка оснащается тепловизором для оценки температурных полей.



1 – вал; 2 – вкладыши; 3 – шатун; 4 – кулачок; 5 – тензодатчики; 6 – термопары
Рис. 5 – Машина трения JBM PCS Instruments [18]

Vladescu и др. [19] применили машину трения JBM для исследования влияния лазерного текстурирования поверхностей вкладышей на коэффициент трения в подшипнике скольжения при различных видах смазки. Разброс результатов измерений при получении диаграммы Герси-Штрибека на машине JBM составляет 1,5%.

Необходимо отметить, что за рубежом идёт постоянная работа по совершенствованию подобных испытательных стендов в направлении более реалистичного воспроизведения условий работы подшипников скольжения.

3. Описание проблемы исследований

В настоящее время в России недостаток доступной и качественной лабораторной базы в виде машин трения значительно затрудняет проведение перспективных исследований в области гидродинамических подшипников скольжения, а также сказывается на подготовке квалифицированных кадров по машиностроению и эксплуатации. Проблема касается всех уровней образования – бакалавриата, магистратуры, аспирантуры.

Несмотря на все отмеченные особенности машины трения ИИ5018, она является одной из самых распространённых выпускаемых сегодня в России, имеет большие резервы модернизации и после доработок может быть использована для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения. Однако, стандартный узел трения, предназначенный для испытаний по схеме «вал-втулка» машины ИИ5018 является не пригодным для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения по ряду причин. Во-первых, требуют дополнительной обработки рабочие поверхности ролика и втулки, которые идут в комплекте с машиной. Во-вторых, втулка не имеет антифрикционного покрытия. В-третьих, для проведения большого количества исследований требуется изготовление большого количества втулок.

4. Результаты

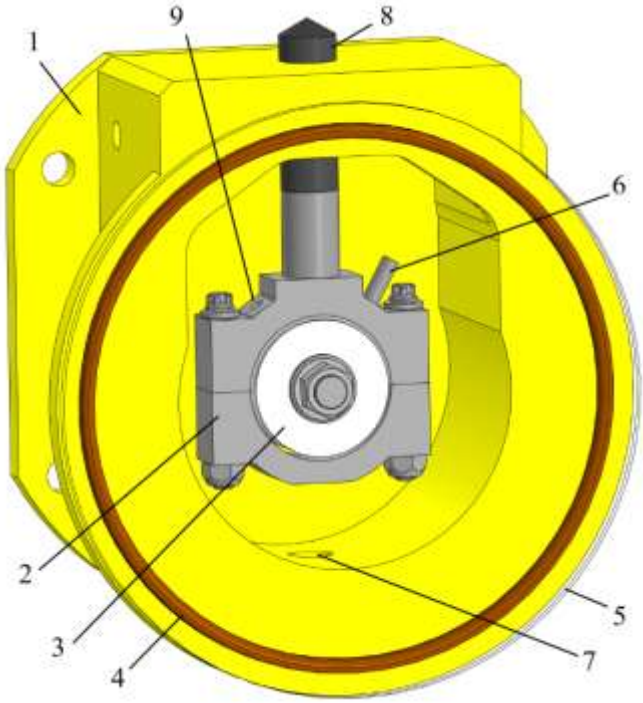
Для повышения качества проводимых трибологических исследований подшипников скольжения предлагается один из следующих вариантов модернизации серийной машины ИИ5018, реализованный в лаборатории «Триботехника» им. В.Н. Прокопьева кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Изменения касаются в основном модельного узла трения и установки автономной маслостанции для обеспечения циркуляции смазочного материала. Предлагаемый вариант модельного узла трения изображен на рис. 6. Стенд состоит из доработанной камеры трения машины ИИ5018, вновь разработанного узла трения, смазочной системы, системы измерения падения напряжения в контакте. Нагружение узла трения осуществляется стандартным нагружателем машины.

Предлагаемый модельный узел трения (рис. 6), представляет собой подшипник скольжения, геометрические параметры которого соответствуют шатунному подшипнику двигателя ВАЗ 21083. Выбор геометрических параметров подшипника обусловлен компоновкой камеры трения машины ИИ5018. Корпус подшипника изготовлен из шатуна, указанного двигателя. Геометрические параметры узла трения следующие:

- наружный диаметр ролика 47,83 мм;
- ширина ролика 30 мм;
- ширина вкладыша 21 мм.

Ролик, который имитирует шейку коленчатого вала, был изготовлен из стали 40Х. Такой узел трения позволяет использовать сталеалюминиевые шатунные вкладыши двигателя ВАЗ 21083 стандартного и ремонтных размеров. Проведение измерений с использованием вкладышей ремонтного размера в сочетании с разными

роликами позволяют исследовать влияние величины зазора в подшипнике на его работу.

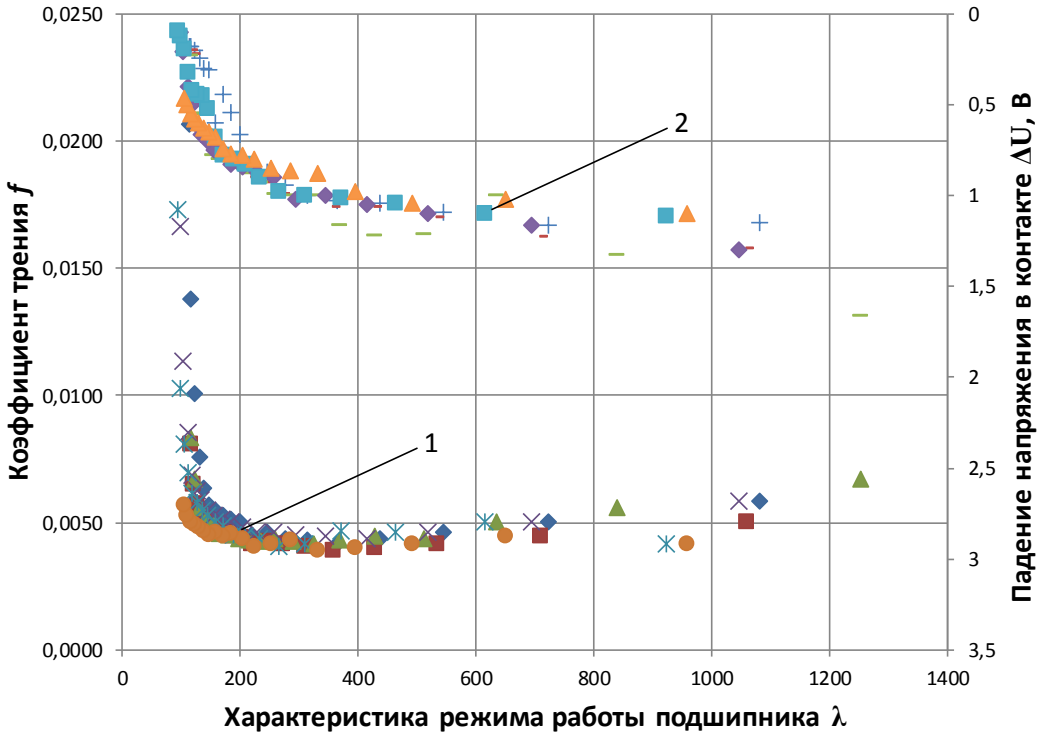


1 – доработанная камера трения машины ИИ5018; 2 – корпус подшипника с углом охвата 180 градусов; 3 – ролик; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – защитное стекло; 6 – штуцер для подвода масла; 7 – отверстие для слива масла в бак; 8 – нагружатель; 9 – место установки термопары

Рис. 6 – Модельный узел трения для машины ИИ5018

Для фиксации перехода между жидкостной и граничной смазкой измерялось падение напряжения в контакте, которое является пропорциональным толщине смазочного слоя. При отсутствии нагрузки падение напряжения составляет 5 В, что свидетельствует о полном разделении смазочным слоем поверхностей вала и вкладыша. При полной остановке машины трения падение напряжения составляет 0 В, что свидетельствует о соприкосновении поверхностей трения.

Снятые с применением указанного модельного узла трения диаграммы Герси-Штрибека для приработанного подшипника представлены на рис. 7.



1 – диаграмма Герси-Штрибека; 2 – падение напряжения в контакте
Рис. 7 – Диаграммы Герси-Штрибека, полученные на модернизированной машине трения ИИ5018

Обсуждение

Как видно из рис. 7, результаты шести измерений лежат довольно в узком диапазоне. Условия проведения испытаний при получении диаграммы были специально подобраны таким образом, чтобы зафиксировать смену видов смазки в подшипнике с жидкостной на граничную. Температура подаваемого моторного масла составляла 102-106 ℃. Если использовать вместо моторного масла, например, индустриальные маловязкие минеральные масла И-5А, И-12А, то можно обеспечить более широкий диапазон характеристик режима работы подшипника и детально исследовать область граничной смазки.

Однако, следует выделить ещё ряд конструктивных направлений для совершенствования предлагаемого узла трения и варианта модернизации машины в целом:

1. Снижение радиального биения ролика до 1-3 мкм, вплоть до полного исключения. Это позволит повысить точность измерений, что особенно важно при исследовании граничных слоёв, образуемых эффективными противоизносными компонентами смазочных масел.

2. Обеспечение возможности измерения износа образцов в реальном времени. Это открывает перспективы исследования с помощью машины ИИ5018 процессов изнашивания, приработки подшипников скольжения и

влияние на этот процесс различных факторов, в том числе добавок к смазочным материалам, а также исследования износостойкости и закономерностей изнашивания подшипников с твердосмазочными покрытиями.

3. Обеспечение возможности динамического нагружения подшипника. Это позволит исследовать влияние противоизносных компонентов масел на усталостные характеристики материала вкладышей подшипников скольжения.

Дальнейшая модернизация машины трения ИИ5018 с учётом этих направлений позволит получить из неё мощный научно-исследовательский комплекс, охватывающий современные тренды в проектировании, изготовлении и эксплуатации подшипников скольжения; повысить уровень подготовки специалистов за счёт использования в учебном процессе в качестве лабораторной базы.

Заключение

Предложенный вариант модернизации машины трения ИИ5018 существенно расширяет её возможности при исследовании процессов, происходящих в гидродинамических подшипниках скольжения различного геометрического исполнения, позволяет оценивать противоизносные и антифрикционные свойства смазочных материалов, оценивать влияние противоизносных присадок, твердосмазочных покрытий на смену режимов трения в подшипнике, проводить ресурсные испытания подшипников скольжения при граничной смазке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Войнов, К.Н., Майоров, В.С. Стенд для испытания работы подшипников скольжения. Трибология. Т.2. Международная энциклопедия. СПб: Анима. 2011. с.5.

[2] Чхетиани, П.Д. Эскпериментальное исследование несущей способности гидродинамической смазочной плёнки в радиальном подшипнкике скольжения, смазываемом водой. 2016. Судостроение. № 2. С. 35-41.

[3] Елманов, И.М. Исследование погрешности определения вращающего момента на стандартных машинах трения типа «Амслер». 2007. Трение и смазка в машинах и механизмах. №9. С. 16-20.

[4] Елманов, И.М. Повышение точности определения коэффициента трения на машинах трения типа «Амслер».2009. Трение и износ. Том 30. №4. С. 405-413.

[5] Даровской, Г.В. Повышение точности определения коэффициента трения на машинах трения типа «Амслер». 2009. Трение и смазка в машинах и механизмах. №6. С. 21-24.
[6] Елманов, И.М. Результаты измерений толщины пленки железнодорожных смазочных материалов. 2009. Тяжелое машиностроение. № 10. С. 28-30.
[7] Даровской, Г.В. Влияние неуравновешенности механизма сжатия образцов машины ИИ5018 на величину коэффициента трения. 2011. Трение и смазка в машинах и механизмах. №10. С. 29-33.
[8] Даровской, Г.В. Совершенствование методики определения коэффициентов трения антифрикционных пар на машинах трения типа «Амслер». 2012. Автореферат дис. … канд. техн. наук. 20 с.
[9] Чхетиани, П.Д. Культура лабораторного трибоэксперимента. 2015. Научные труды IV Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». 273 с.
[10] Зайцев, А.К. Основы учения о трении, износе и смазке машин. Часть 2. Износ материалов. 1947. М.: Государств. науч. техн. изд-во машиностр. лит-ры. 219 с.
[11] Комбалов, В.С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник. 2008. М.: Машиностроение. 384 с.
[12] Sander, D.E. Simulation of journal friction in severe mixed lubrication – Validation and effect of surface smoothing due to running-in. 2015. Tribology international. Vol. 96. pp. 173-183.
[13] Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – A systematic validation of simulation results with experimental measurements. 2011. Tribology International. № 44. pp. 1151-1160.
[14] Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime. 2012. Tribology International. Vol. 46. pp. 200-207.
[15] Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. 2012. Tribology International. Vol. 48. pp. 93-101.
[16] Hoppe, S., Arnold, G. How Trends in Lubrication Development Impact Sliding Bearings and Piston Rings. 2016. ATZextra Worldw. Vol. 21. pp. 44-49.
[17] Lakshminarayana, R. T. Tribological performance of different crankshaft bearings in conjunction with textured shaft surfaces/ Mechanical Engineering, master's level 2017. https://www.researchgate.net/publication/327623561_Tribological_performance_of_different_crankshaft_bearings_i

n_conjunction_with_textured_shaft_surfaces. (Дата обращения 21.06.2019).
[18] Sorin‑ Cristian Vladescu,· Nigel Marx, · Luis Fernández, · Francisco Barceló, · Hugh Spikes. Hydrodynamic Friction of Viscosity-Modified Oils in a Journal Bearing Machine. 2018. Tribology Letters. 66: 127.
[19] Sorin-Cristian Vladescu, Mark Fowell, Lars Mattsson, Tom Reddyhoff. The effects of laser surface texture applied to internal combustion engine journal bearing shells - An experimental study. 2019. Tribology International. Vol. 134. pp. 317-327.

I.G.Levanov, E.A.Zadorozhnaya, D.N.Nikitin

MODERNIZATION OF THE II5018 FRICTION MACHINE FOR CARRYING OUT THE RESEARCHES OF HYDRODYNAMIC SLIDING BEARINGS

South Ural State University, Russia

Abstract

The paper touches upon the problem of the lack of domestic equipment for tribological research of hydrodynamic journal bearings, mainly foreign friction machines are considered, an option is proposed to upgrade the serial domestic friction machine II5018 to improve the quality of tribological studies of hydrodynamic plain bearings. The proposed solution allows us to evaluate the anti-wear and antifriction properties of lubricating oils, to study the influence of structural, production and operational factors on the operation of journal bearings, and helps to improve the quality of training students in technical areas.

Key words: friction machine, hydrodynamic sliding bearing, Gercy-Stribek diagram.

REFERENCES

[1] Voinov, K.N., Mayorov, V.S. Test bench for the operation of plain bearings. Tribology. T.2. International Encyclopedia. SPb: Anima. 2011.p.5. (rus.)
[2] Chkhetiani, P.D. An experimental study of the bearing capacity of a hydrodynamic lubricating film in a radial sliding bearing lubricated by water. 2016. Shipbuilding. No. 2. pp. 35-41. (rus.)
[3] Elmanov, I.M. The study of the error in determining the torque on standard friction machines such as "Amsler". 2007. Friction and lubrication in machines and mechanisms. No. 9. pp. 16-20. (rus.)

[4] Elmanov, I.M. Improving the accuracy of determining the coefficient of friction on friction machines of the Amsler type .2009. Friction and wear. Volume 30. No. 4. pp. 405-413. (rus.)
[5] Darovskoy, G.V. Improving the accuracy of determining the coefficient of friction on friction machines of the Amsler type. 2009. Friction and lubrication in machines and mechanisms. No. 6. pp. 21-24. (rus.)
[6] Elmanov, I.M. The results of measurements of the film thickness of railway lubricants. 2009. Heavy engineering. No. 10. pp. 28-30. (rus.)
[7] Darovskoy, G.V. The influence of the imbalance in the compression mechanism of the AI 5018 machine samples on the value of the friction coefficient. 2011. Friction and lubrication in machines and mechanisms. No. 10. pp. 29-33. (rus.)
[8] Darovskoy, G.V. Improving the methodology for determining the friction coefficients of antifriction pairs on friction machines of the Amsler type. 2012. Abstract of thesis. ... cand. tech. sciences. 20 p. (rus.)
[9] Chkhetiani, P.D. The culture of laboratory triboexperiment. 2015. Scientific works of the IV International Scientific Conference "Basic Research and Innovative Technologies in Mechanical Engineering". 273 p. (rus.)
[10] Zaitsev, A.K. Fundamentals of the theory of friction, wear and lubrication of machines. Part 2. Wear of materials. 1947. M.: States. scientific tech. publishing house liters. 219 p. (rus.)
[11] Kombalov, V.S. Methods and means of testing for friction and wear of structural and lubricants: a reference book. 2008. M.: Mechanical Engineering. 384 p. (rus.)
[12] Sander, D.E. Simulation of journal friction in severe mixed lubrication – Validation and effect of surface smoothing due to running-in. 2015. Tribology international. Vol. 96. pp. 173-183.
[13] Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – A systematic validation of simulation results with experimental measurements. 2011. Tribology International. № 44. pp. 1151-1160.
[14] Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime. 2012. Tribology International. Vol. 46. pp. 200-207.
[15] Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models. 2012. Tribology International. Vol. 48. pp. 93-101.
[16] Hoppe, S., Arnold, G. How Trends in Lubrication Development Impact Sliding Bearings and Piston Rings. 2016. ATZextra Worldw. Vol. 21. pp. 44-49.
[17] Lakshminarayana, R. T. Tribological performance of different crankshaft bearings in conjunction with textured shaft surfaces/ Mechanical

Engineering, master's level 2017. https://www.researchgate.net/publication/327623561_Tribological_performance_of_different_crankshaft_bearings_in_conjunction_with_textured_shaft_surfaces. (Дата обращения 21.06.2019).
[18] Sorin‑ Cristian Vladescu,· Nigel Marx, · Luis Fernández, · Francisco Barceló, · Hugh Spikes. Hydrodynamic Friction of Viscosity-Modified Oils in a Journal Bearing Machine. 2018. Tribology Letters. 66: 127.
[19] Sorin-Cristian Vladescu, Mark Fowell, Lars Mattsson, Tom Reddyhoff. The effects of laser surface texture applied to internal combustion engine journal bearing shells - An experimental study. 2019. Tribology International. Vol. 134. pp. 317-327.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-17
УДК 539.3

В. А. Пухлий[1], Е.А. Коган[2], С.Т. Мирошниченко[1], К.В. Пухлий [3]

ТЕРМОУПРУГОСТЬ ГИБОВ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ



[1]Владимир Александрович Пухлий,
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
E-mail: pu1611@rambler.ru



[2]Ефим Александрович Коган,
ФГБОУ «Московский политехнический университет»
Россия, Москва
E-mail: kogan_ea@mail.ru



[1]Сергей Тимофеевич Мирошниченко,
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
E-mail: s.t.miroshnichenko@sevsu.ru



[3]Кирилл Владимирович Пухлий
АО «Аэротекс»
Россия, Москва
Тел.: (978) 801-17-78

Аннотация

Рассмотрены вопросы термоупругости гибов биметаллических трубопроводов атомной энергетики с учетом овализации поперечного сечения. Учтена зависимость физико-механических характеристик материала трубопроводов от температуры и от воздействия радиационного излучения. Приведен алгоритм аналитического решения краевой задачи Кармана для

упругого гиба на основе модифицированного метода последовательных приближений.

Ключевые слова: биметаллические трубопроводы, торообразные оболочки, гибы, термоупругость, радиационное облучение, метод последовательных приближений

Введение

Главные циркуляционные трубопроводы реактора ВВЭР-1000 предназначены для организации циркуляции теплоносителя к реактору и от реактора к парогенератору ПГВ-1000 по 4-м петлям (рис.1).

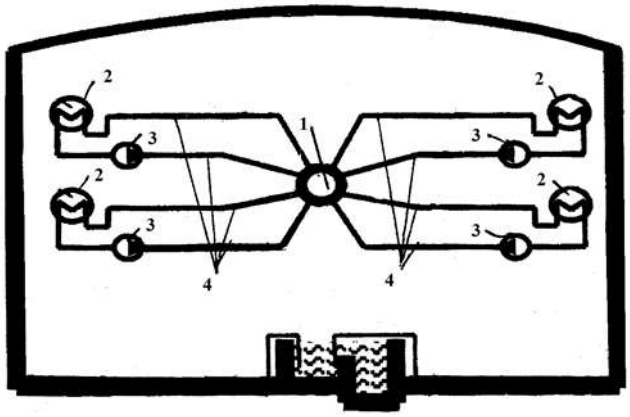


Рис.1. Схема главных циркуляционных трубопроводов реакторной установки ВВЭР-1000: 1 – реактор; 2 – парогенератор ПГВ-1000; 3 – главный циркуляционный насос ГЦН-195М; 4 – главные циркуляционные трубопроводы ДУ-850

Теплоноситель 1-го контура представляет собой чистую воду с растворенной в ней борной кислотой (H3BO3). Борная кислота с достаточно высокой концентрацией (16 г H_3BO_3/1 кг H_2O) используется для того, чтобы компенсировать избыточную способность к делению свежего ядерного топлива.

Вода в реактор поступает при давлении P = 16 МПа с температурой T = 280^o C. В активной зоне реактора вода нагревается до T = 315^o C и далее направляется в парогенератор ПГВ-1000, где отдает тепло теплоносителю 2-го контура.

Вода 1-го контура при работе реактора приобретает высокую наведенную радиоактивность, даже если не происходит сверхнормативного нарушения герметичности оболочек ТВЭЛ, так как в воде практически всегда присутствуют примеси (шламы – продукты коррозии, эрозии, соли и т.п.), которые активируются в активной зоне.

Трубопроводы циркуляции теплоносителя ДУ-850 мм изготавливаются из низколегированной углеродистой стали перлитного класса

10ГН2МФА с плакированием внутренней поверхности трубопроводов нержавеющей сталью 08Х18Н10Г2Б.

Таким образом, трубопроводы АЭС работают в условиях сложного нагружения, обусловленного, прежде всего, воздействием внешних механических нагрузок, агрессивных сред, высокотемпературного нагрева [1,2], радиационного облучения [3].

В разрабатываемых реакторах будущего в качестве теплоносителя используется вода при сверхкритических параметрах, жидкий гелий, а также жидкометаллические теплоносители, жидко-солевые теплоносители. Температура теплоносителей в этих реакторах достигает величины порядка T = 1000°C. В результате температурные напряжения в сочетании с механическими напряжениями от силовых воздействий и радиационного облучения могут вызвать разрушение конструкции.

Поэтому при уточненных расчетах напряженно – деформированного состояния и прочности силовых элементов конструкции реактора и ресурса центробежных насосов необходимо учитывать изменение механических и теплофизических характеристик материала: модуля упругости E и коэффициента линейного расширения α от координат и температуры $T = T(\alpha_1, \alpha_2, z)$ и радиационное облучение материала.

В предыдущей работе авторов [4] рассматривалась задача о напряженно-деформированном состоянии упругих гибов биметаллических трубопроводов гидроэнергетики при воздействии внутреннего давления (задача Кармана). В настоящей работе подход, разработанный авторами ранее, распространяется на задачу термоупругости гибов биметаллических трубопроводов атомной энергетики с учетом воздействия облучения.

Геометрические параметры гиба биметаллического трубопровода

Криволинейные участки трубопроводов (так называемые гибы труб) являются наиболее повреждаемыми элементами трубопроводных систем тепловых и атомных электрических станций. Возникающие при изгибе трубы с криволинейной осью продольные усилия приводят к сплющиванию поперечного сечения (овализации трубы) [5]. Труба в зоне гиба может рассматриваться как тороидальная биметаллическая оболочка кругового поперечного сечения (см. рис. 2).

Введем криволинейную систему координат ξ, θ, ζ. Координата $-h/2 \le \zeta \le h/2$ отсчитывается по нормали к срединной поверхности.

Как видно из рис. 2, линии $\xi = \frac{x}{r} = \alpha_1$ являются окружностями радиуса $R(\theta)$, получающимися сечением тора плоскостями, перпендикулярными

оси симметрии (параллели), а линии $\theta = \dfrac{s_2}{r} = \alpha_2$ - окружности радиуса r (меридианы).

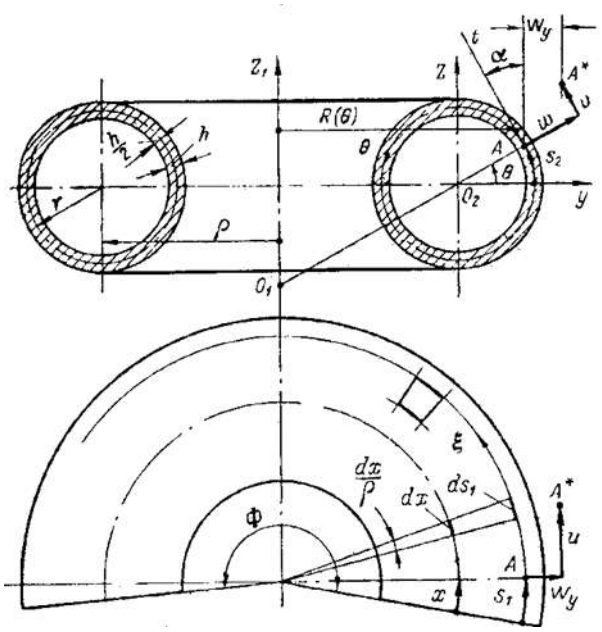


Рис.2. Тороидальная оболочка кругового сечения

Длины дуг, отсчитываемые вдоль координатных линий, равны $ds_1 = A_1 d\alpha_1,\ \ ds_2 = A_2 d\alpha_2,\ \ ds_3 = A_3 d\zeta$,

Используя связь прямоугольных декартовых координат произвольной точки A поперечного сечения с криволинейными координатами точки A:

$$x = R(\theta)\cos\xi = (\rho + r\cos\theta)\cos\xi = (\rho + r\cos\alpha_2)\cos\alpha_1,$$

$$y = R(\theta)\sin\xi = (\rho + r\cos\theta)\sin\xi = (\rho + r\cos\alpha_2)\sin\alpha_1, \quad z = r\sin\theta = r\sin\alpha_2, \qquad (1)$$

можно получить необходимые геометрические параметры гиба биметаллического трубопровода.

Первая квадратичная форма поверхности спая торообразной оболочки в силу ортогональности введенной криволинейной системы тороидальных координат будет равна

$$I = ds^2 = a_{11}d\xi^2 + 2a_{12}d\xi d\theta + a_{22}d\theta^2 = A_1^2 d\alpha_1^2 + A_2^2 d\alpha_2^2.$$

При этом параметры Ламе, определяемые в общем случае по формуле

$$A_i = \left|\frac{\partial \bar{r}}{\partial q_i}\right| = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial q_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial q_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial q_3}\right)^2},$$

где $\bar{r} = \bar{r}(q_1, q_2, q_3) = \bar{r}(\xi, \theta, \zeta)$ - радиус-вектор произвольной точки A, с учетом формул (1) будут равны

$$A_1 = \rho\left(1+\frac{r}{\rho}\cos\alpha_2\right), \quad A_2 = r\,. \tag{2}$$

Из рис. 2 видно, что один из центров кривизны O_1 лежит на оси симметрии, другой O_2- в центре сечения. Поэтому по теореме Менье первый главный радиус кривизны равен

$$R_1 = \frac{R}{\cos\alpha} = \frac{\rho + r\cos\theta}{\cos\alpha}, \tag{3}$$

а второй главный радиус кривизны

$$R_2 = r\,. \tag{4}$$

Легко убедиться в том, что полученные выражения (2) – (4) удовлетворяют соотношениям Петерсона-Кодацци-Гаусса [6]:

$$\frac{\partial}{\partial\xi}\left(\frac{A_2}{R_2}\right) = \frac{1}{R_1}\frac{\partial A_2}{\partial\xi}, \quad \frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{A_1}{R_1}\right) = \frac{1}{R_2}\frac{\partial A_1}{\partial\theta},$$

$$\frac{1}{R_1R_2} = -\frac{1}{A_1A_2}\left[\frac{\partial}{\partial\xi}\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial A_2}{\partial\xi}\right)+\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial A_1}{\partial\theta}\right)\right].$$

Радиусы кривизны R_1, R_2 определяют углы между гранями элемента оболочки в плоскостях, ортогональных срединной поверхности. В плоскости, касательной к срединной поверхности, углы между гранями элемента будут определяться значениями $\frac{ds_1}{R_{13}}$ и $\frac{ds_2}{R_{23}}$, где R_{13}, R_{23} – радиусы кривизны, равные для торообразной оболочки с круговым меридиональным сечением [6]

$$R_{13} = \frac{R}{\sin\alpha}, \quad R_{23} = \infty\,.$$

Зная главные радиусы кривизны, можно определить вторую квадратичную форму

$$II = b_{11}d\xi^2 + 2b_{12}d\xi d\theta + b_{22}d\theta^2,$$

коэффициенты которой характеризуют нормальную кривизну координатных линий, а b_{12} – параметр кручения поверхности.

В принятых обозначениях с учетом соотношений (1) они определяются по формулам [7]

$$b_{11} = \frac{1}{\sqrt{a_{11}a_{22}}}\frac{\partial^2\vec{r}}{\partial{\alpha_1}^2}\cdot\frac{\partial\vec{r}}{\partial\alpha_1}\cdot\frac{\partial\vec{r}}{\partial\alpha_2} = \rho\left(1=\frac{r}{\rho}\cos\alpha_2\right)\cos\alpha_2,$$

$$b_{12} = \frac{1}{\sqrt{a_{11}a_{22}}}\frac{\partial^2\vec{r}}{\partial\alpha_1\partial\alpha_2}\cdot\frac{\partial\vec{r}}{\partial\alpha_1}\cdot\frac{\partial\vec{r}}{\partial\alpha_2} = 0, \quad b_{22} = \frac{1}{\sqrt{a_{11}a_{22}}}\frac{\partial^2\vec{r}}{\partial{\alpha_2}^2}\cdot\frac{\partial\vec{r}}{\partial\alpha_1}\cdot\frac{\partial\vec{r}}{\partial\alpha_2} = r.$$

Напряженно-деформированное состояние тороидальных биметаллических оболочек

Напряженно-деформированное состояние тороидальных биметаллических оболочек в зоне гибов может быть описано уравнениями в усилиях – моментах [8]

$$\frac{\partial A_2 T_1}{\partial \alpha_1}+\frac{\partial A_1 S_2}{\partial \alpha_2}-A_1A_2\left(\frac{T_2}{R_{23}}+\frac{S_1}{R_{13}}-\frac{Q_1}{R_1}-q_1\right)=0,$$

$$\frac{\partial A_1 T_2}{\partial \alpha_2}+\frac{\partial A_2 S_1}{\partial \alpha_1}+A_1A_2\left(\frac{T_1}{R_{13}}+\frac{S_2}{R_{23}}+\frac{Q_2}{R_2}+q_2\right)=0,$$

$$\frac{\partial A_2 Q_1}{\partial \alpha_1}+\frac{\partial A_1 Q_2}{\partial \alpha_2}-A_1A_2\left(\frac{T_1}{R_1}+\frac{T_2}{R_2}-q_z\right)=0,$$

$$\frac{\partial A_2 M_1}{\partial \alpha_1}+\frac{\partial A_1 H_2}{\partial \alpha_2}-A_1A_2\left(\frac{M_2}{R_{23}}+\frac{H_1}{R_{13}}+Q_1\right)=0,$$

$$\frac{\partial A_1 M_2}{\partial \alpha_2}+\frac{\partial A_2 H_1}{\partial \alpha_1}+A_1A_2\left(\frac{M_1}{R_{13}}+\frac{H_2}{R_{23}}-Q_2\right)=0,$$

Здесь $\alpha_i\ (i=1,2)$ – координатные линии, $T_i, S_i, Q_i\ (i=1,2)$ – внутренние усилия: $M_i, H_i\ (i=1,2)$ – изгибающие и крутящие моменты, $A_i\ (i=1,2)$ – параметры Ламе.

Соотношения упругости, связывающие усилия и моменты с относительными деформациями поверхности спая и параметрами изменения кривизн, определяются по формулам:

$$T_1=B_1\varepsilon_1+B_2\varepsilon_2-C_1\kappa_1-C_2\kappa_2-N_T,\ \ T_2=B_2\varepsilon_1+B_1\varepsilon_2-C_2\kappa_1-C_1\kappa_2-N_T,$$
$$M_1=C_1\varepsilon_1+C_2\varepsilon_2-D_1\kappa_1-D_2\kappa_2-M_T, M_2=C_2\varepsilon_1+C_1\varepsilon_2-D_2\kappa_1-D_1\kappa_2-M_T. \qquad (5)$$

При этом температурные составляющие усилий и моментов с учетом зависимости модулей упругости и коэффициентов β_1, β_2 линейного температурного расширения слоев от температуры находятся по формулам:

$$N_T=\frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1}E_1\beta_1 T dz+\frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0}E_2\beta_2 T dz,$$

$$M_T=\frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1}E_1\beta_1 T z dz+\frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0}E_2\beta_2 T z dz.$$

В соотношениях (5) теперь мембранные $B_i\ (i=1,2)$, мембранно – изгибные C_i и изгибные D_i жесткостные параметры двухслойной оболочки равны:

$$B_1=\frac{1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1}E_1 dz+\frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0}E_2 dz \qquad B_2=\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1}E_1 dz+\frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0}E_2 dz,$$

$$C_1 = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{1-\mu_1^2} \int_0^{\delta_1} E_1 z dz - \frac{1}{1-\mu_2^2} \int_{-\delta_2}^{0} E_2 z dz \right), C_2 = \frac{1}{2}\left(\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2} \int_0^{\delta_1} E_1 z dz - \frac{\mu_2}{1-\mu_2^2} \int_{-\delta_2}^{0} E_2 z dz \right),$$

$$D_1 = \frac{1}{3}\frac{1}{1-\mu_1} \int_0^{\delta_1} E_1 z^2 dz + \frac{1}{3}\frac{1}{1-\mu_2} \int_{-\delta_2}^{0} E_2 z^2 dz,\ D_2 = \frac{1}{3}\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2} \int_0^{\delta_1} E_1 z^2 dz + \frac{1}{3}\frac{\mu_2}{1-\mu_2^2} \int_{-\delta_2}^{0} E_2 z^2 dz.$$

Учет воздействия радиационного поля

Как известно, конструкционные материалы под действием облучения испытывают структурные превращения, сопровождающиеся многочисленными эффектами, в результате которых возникает дополнительная объемная деформация Q_I, изменяются упругие и пластические характеристики материала. Степень изменения свойств и число дефектов в металле при облучении зависят от суммарного потока частиц, температуры облучения и температуры рекристаллизации металла.

Облучение вызывает повышение пределов текучести и прочности, снижение ресурса пластичности, увеличение критической температуры перехода из хрупкого в вязкое состояние. К важным радиационным эффектам относятся также газовое и вакансионное разбухание материалов, сопровождающееся существенным изменением размеров, короблением, растрескиванием и разрушением изделий.

Радиационную стойкость конструкционных материалов в основном повышают легированием и регулированием микроструктуры (ее измельчением).

Из всех видов облучения из-за высокой проникающей способности нейтральных частиц (нейтронов и γ-квантов) самое сильное влияние оказывает нейтронное облучение, вызывающее объемное повреждение материала.

Для оценки влияния нейтронного облучения на напряженно-деформированное состояние элементов конструкций рассмотрим однородное изотропное тело, занимающее полупространство $z \geq 0$. Если на границе тела ($z = 0$) параллельно оси z излучаются нейтроны с одинаковой средней энергией и интенсивностью φ_0 [нейтрон /(м^2·сек)], то интенсивность потока нейтронов, доходящих до плоскости $z = \text{const}$ определяется следующим образом [3]:

$$\varphi(z) = \varphi_0 \cdot e^{-\mu z} \qquad (6)$$

Величина μ называется макроскопическим эффективным сечением. Для любого химического элемента можно записать:

$$\mu = \sigma n_0 = \sigma \frac{A_0 \rho}{A},\ \text{см}^{-1}.$$

Здесь σ − эффективное сечение, отнесенное к одному ядру, n_0 − число ядер в 1 см^3; A_0 − число Авогадро; A − атомный вес; ρ − плотность.

В стационарном случае с учетом (6) к моменту времени t через сечение z пройдет интегральный поток:

$$I(z) = \varphi_0 t e^{-\mu z}.$$

Таким образом, можно принять, что изменение объема вещества прямо пропорционально интегральному потоку $I(z)$:

$$Q_I = BI(z).$$

Здесь B − постоянный коэффициент, полученный из эксперимента.

Отметим, что величина $I_0 = \varphi_0 t$ дает суммарный поток нейтронов на единицу площади поверхности тела. В ядерных реакторах φ_0 имеет порядок $10^{17} \div 10^{18}$ нейтрон/(м^2·сек), а I_0 достигает значений $10^{23} \div 10^{27}$ нейтрон/м^2, при этом объемная деформация Q_I достигает значения 0,1. Следовательно, в зависимости от энергии нейтронов и облучаемого материала величина B может иметь порядок $10^{-28} \div 10^{-24}$ м^2/нейтрон.

Следует подчеркнуть, что зависимость модуля упругости E, пределов текучести σ_T, прочности и всей диаграммы растяжения от интегрального потока I_0 различных энергий исследована экспериментально после облучения образцов в ядерных реакторах. Отмечено, что модуль упругости E при облучении возрастает до 5%. Пределы текучести и прочности материалов также возрастают при радиационном облучении. Таким образом, по своему воздействию на упругие конструкции радиационное облучение, в основном, противоположно тепловому воздействию, которое уменьшает предел текучести материала и другие характеристики.

Для аналитического описания радиационного упрочнения предела текучести материала используется следующая формула:

$$\sigma_T = \sigma_T^0 \left\{ 1 + A\left[1 - \exp(-\xi I)\right]^{1/2} \right\}.$$

Здесь σ_T, σ_T^0 − предел текучести облученного и необлученного материалов; A, ξ − константы материала, определяемые из экспериментов.

Таким образом, при решении краевой задачи по расчету термоупругих агрегатов ядерной энергетики могут использоваться известные зависимости модуля упругости E от температуры, в которых должно быть учтено также радиационное упрочнение физико-механических характеристик материала.

Учет деформации контура поперечного сечения гиба трубы

Так как деформирование поперечных сечений в области гиба сопровождается существенным уменьшением жесткости, то при анализе основного напряженного состояния при изгибе криволинейных труб и стержней открытого сечения можно перейти к уравнениям полубезмоментной теории цилиндрических оболочек В.З. Власова [9] обобщенной на случай гибких оболочек двоякой кривизны [10, 11]

$$\frac{\partial T_1}{\partial \xi}+\frac{\partial S}{\partial \theta}+rq_1=0,\quad \frac{\partial S}{\partial \xi}+\frac{\partial T_2}{\partial \theta}+\frac{T_1}{R_{13}}+\frac{r}{R_2}Q_2+rq_2=0,$$

$$\frac{r}{R_1}T_1+\frac{r}{R_2}T_2-\frac{\partial Q_2}{\partial \theta}-rq_u=0,\quad \frac{\partial M_1}{\partial \xi}+\frac{\partial H}{\partial \theta}-rQ_1=0,\quad \frac{\partial M_2}{\partial \theta}-rQ_2=0. \qquad (7)$$

Уравнения (7) являются уравнениями линейной теории. Они не учитывают влияние деформации гиба трубы на расположение внутренних сил. Они также не позволяют произвести учет влияния внутреннего давления p_0 на жесткость трубы. Поэтому необходим учет деформации контура поперечного сечения гиба трубы.

Составим далее условия равновесия элемента оболочки, учитывающие изменение его формы в процессе деформации трубы. Для этого необходимо дополнить уравнения (7), заменив в них радиусы кривизны нормальных сечений R_1 и R_2 и радиус R_{13} их значениями после деформации R_1^*, R_2^*, R_{13}^*, что отразит изгиб элемента оболочки.

Кроме того, необходимо учесть деформацию кручения элемента, характеризуемого параметром τ. При условии, что A_1, $A_2 \approx const$, получим:

$$\tau=\frac{\partial \vartheta_1}{A_2\partial \alpha_2}=\frac{\partial \vartheta_2}{A_1\partial \alpha_1}.$$

После внесения дополнений, учитывающих изменение формы трубы при изгибе и кручении, уравнения (7) для элемента оболочки, находящегося в деформированном состоянии, перепишутся в виде:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \xi}+\frac{\partial S}{\partial \theta}+rQ_2\tau+rq_1=0,\quad \frac{\partial S}{\partial \xi}+\frac{\partial T_2}{\partial \theta}+\frac{T_1}{R_{13}^*}+\frac{r}{R_2^*}Q_2+rq_2=0, \qquad (8)$$

$$\frac{r}{R_1^*}T_1+\frac{r}{R_2^*}T_2-\frac{\partial Q_2}{\partial \theta}+2rS\tau-rq_z=0,\quad \frac{\partial M_1}{\partial \xi}+\frac{\partial H}{\partial \theta}-rQ_1=0,\quad \frac{\partial M_2}{\partial \theta}-rQ_2=0.$$

Здесь величины Q_1 и $S_1=S_2=S$ в первых трех уравнениях отбрасываются.

Уравнения (8) являются нелинейными, так как включают произведения усилий на кривизну и кручение деформированной координатной поверхности $Q_2\tau$, $S\tau$. Неизвестные параметры деформации оболочки содержат величины R_1^*, R_2^*, R_{13}^*.

Уравнения (8) могут быть упрощены при отбрасывании членов, нелинейных относительно неизвестных функций, но в то же время, при сохранении членов, нелинейных относительно параметров нагрузки: изгибающего момента M_0 и поперечного давления p_0 (физическая нелинейность).

Основная часть геометрической нелинейности деформации изгиба криволинейной части (гиба) трубы является следствием изменения эффекта Кармана в результате изменения кривизны оси.

В результате исходной деформации поперечное сечение трубы остается круговым $R_2^0 = R_r = r$, а кривизна оси изменяется от $1/\rho$ до $1/\rho^0$, но остается постоянной вдоль трубы

$$\frac{1}{R_1^0} = \frac{\cos\theta}{\rho^0} = \left(\frac{1}{\rho} + \frac{M}{EI}\right)\cos\theta. \tag{9}$$

Компоненты деформации будем рассматривать состоящими из двух частей: первая их часть определяется в предположении недеформированности поперечных сечений, а вторую часть составляют компоненты, возникающие в результате деформации контура сечений.

Тогда кривизну ε_0 продольной оси гиба трубы после приложения нагрузки, вычисляемую без учета деформации контура, (назовем ее исходной):

$$\varepsilon_0 = æ r\cos\theta \tag{10}$$

можно вычислить с учетом (9) по формуле

$$æ = \frac{1}{\rho^0} - \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}. \tag{11}$$

Полное относительное удлинение продольных волокон ε_1, определяется в виде суммы удлинений: исходного ε_0 и удлинения, вызванного деформацией поперечных сечений

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_0 + \frac{\partial u}{\partial\xi} + \frac{r}{\rho_0}W_y. \tag{12}$$

В выражении (12) относительное удлинение продольных волокон, вызванное их перемещением в плоскости кривизны оси трубы (эффектом Кармана), учтено слагаемым $\frac{r}{\rho^0}W_y$, где

$$W_y = w\cos\theta - v\sin\theta - W_y^0, \tag{13}$$

где W_y^0 - смещение сечения трубы как жесткого целого.

Здесь и далее все компоненты перемещений (u, v, w, W_y) описывают только часть деформации трубы, связанную с изменением формы поперечных сечений.

Принимая в соответствии с допущениями полубезмоментной теории, что относительное удлинение в окружном направлении и сдвиг срединной поверхности малы по сравнению с соответствующими производными, соотношения между деформациями и перемещениями можно записать в обычном для линейной теории оболочек виде:

$$\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial\theta} + w = 0; \qquad \frac{\partial \mathrm{u}}{\partial\theta} + \frac{\partial \mathrm{v}}{\partial\xi} = 0; \qquad \vartheta = -\vartheta_2 = \frac{\partial w}{\partial\theta} - \mathrm{v}. \tag{14}$$

$$æ_1 = -\frac{1}{r}\frac{\partial^2 w}{\partial\xi^2}; \quad æ_2 = -\frac{1}{r}\frac{\partial\vartheta}{\partial\theta}; \qquad \tau = -\frac{1}{r}\frac{\partial\vartheta}{\partial\xi}. \tag{15}$$

Исключим из уравнений равновесия (8) усилия N_2, Q_2, S и учтем, что при заданной нагрузке (момент M и внутреннее давление интенсивностью p) составляющие q_1, q_2 и q имеют значение: $q_1 = q_2 = 0$; $q_n = p_0$.

В результате получим уравнение, содержащее лишь 2 неизвестные величины N_1 и M_2:

$$\frac{\partial^2 N_1}{\partial \xi^2} + \frac{\partial}{\partial \xi}\left(\tau \frac{\partial M_2}{\partial \theta}\right) + \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(\frac{R_2^*}{R_1^*} N_1\right) - \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(\frac{R_2^*}{r^2}\frac{\partial^2 M_2}{\partial \theta^2}\right) -$$
$$- \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{r}{\rho^0}\sin\theta \cdot N_1\right) - \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{1}{R_2^*}\frac{\partial^2 M_2}{\partial \theta}\right) - \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(R_2^* p\right) = 0. \qquad (16)$$

В уравнение (16) вошли радиусы кривизны и кручение деформированной срединной поверхности трубы, которые связаны с исходной кривизной следующими зависимостями:

$$\frac{1}{R_1^*} = \frac{\cos\theta}{\rho^0} - \frac{1}{r}\frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2}; \quad \frac{1}{R_2^*} = \frac{1}{r}\left(1 - \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta}\right); \quad \frac{r}{\rho^0}\sin\theta = R_{13}^0 \approx R_{13}^*. \qquad (17)$$

Решая в дальнейшем задачу в перемещениях, используем соотношение между деформациями и перемещениями (11) − (15) и соотношения упругости. Подставляя затем эти соотношения и выражения (17) в уравнение (16), получим линейное уравнение в перемещениях следующего вида:

$$\frac{\partial^3 u}{\partial \xi^3} + \frac{r}{\rho^0}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(\frac{\partial u}{\partial \xi}\cos\theta\right) - \frac{r}{\rho^0}\frac{\partial u}{\partial \xi}\sin\theta + \frac{r}{\rho^0}\frac{\partial^2}{\partial \xi^2}\left(w\cos\theta - v\sin\theta\right) +$$
$$+ \left(\frac{r}{\rho^0}\right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(w\cos^2\theta - \frac{1}{2}v\sin 2\theta\right) - \left(\frac{r}{\rho^0}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\frac{1}{2}w\sin 2\theta - v\sin^2\theta\right) -$$
$$k_\nu^2 \frac{\partial^3}{\partial \theta^3}\left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta^2} - 1\right) - \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2}\varepsilon_0\right) + \frac{r}{\rho^0}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left[\varepsilon_0\left(\vartheta\sin\theta + \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta}\cos\theta\right)\right] -$$
$$- \frac{r}{\rho^0}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\varepsilon_0\sin\theta\right) + \frac{r}{\rho^0}\frac{\partial^2}{\partial \theta^2}\left(\varepsilon_0\cos\theta\right) - r\frac{p}{Eh}\frac{\partial^3 \vartheta}{\partial \theta^3} = 0. \qquad (18)$$

Здесь ε_0 − исходная деформация, определяемая выражением (10); k_ν − безразмерный параметр толщины стенки трубы: $k_\nu = h/c_\nu r$; $c_\nu = \sqrt{12(1-\nu^2)}$.

Уравнение (18) содержит 4 неизвестные функции: перемещения u, v, w и угол поворота ϑ. Присоединив к нему 3 уравнения (14), связывающие u, v, w и ϑ, получим замкнутую систему уравнений в перемещениях.

Получающиеся при интегрировании полученной системы 4-х дифференциальных уравнений в частных производных произвольные постоянные интегрирования находятся из граничных условий задачи.

Решение краевой задачи

К решению краевой задачи применим метод разложения неизвестных функций в тригонометрические ряды по окружной координате θ. В этом случае для каждого члена разложения выполняются условия периодичности по координате θ.

Граничные условия на концах трубы удовлетворяются за счет переменных коэффициентов разложений, представляющих собой функции продольной координаты ξ.

Представим радиальную составляющую перемещения w в виде ряда:

$$w = \sum_n f_n(\xi)\cos n\theta, \quad n = 1, 2, \ldots \tag{19}$$

Здесь $f_n(\xi)$ − подлежащие определению функции продольной координаты ξ.

Основные компоненты перемещения и угол поворота запишутся следующим образом:

$$u = -\sum_n \frac{1}{n^2} f_n'(\xi)\cos n\theta; \qquad v = -\sum_n \frac{1}{n} f_n(\xi)\sin n\theta, \quad \mathrm{n} = 1,2,...;$$

$$\vartheta = -\sum_{\mathrm{n}} \frac{\mathrm{n}^2 - 1}{n} f_n(\xi)\sin n\theta; \quad W_y = \frac{1}{2}\sum_n \left(f_{n+1}\frac{n+2}{n+1} + f_{n-1}\frac{n-2}{n-1}\right)\cos n\theta. \tag{20}$$

Здесь W_y − компоненты перемещения, описывающие часть деформации трубы, связанную с изменением формы поперечных сечений (эффект Кармана) определяются по формуле (13).

Подставляя разложения компонентов перемещения u, v, w и поворот ϑ (19)−(20) в уравнение равновесия (18), получим бесконечную систему обыкновенных дифференциальных уравнений 4-го порядка (каждое) относительно неизвестных функций $f_n(\xi_0)$, где $\xi_0 = \xi\sqrt{k_\nu}$:

$$\begin{cases} f_1^{IV}(\xi_0) - \left(\frac{3}{4}\mu + \frac{M^0}{2}\right) f_2''(\xi_0) = 0; \\ a_{n,n-2} f_{n-2}(\xi_0) + a_{n,n-1} f_{n-1}^{II}(\xi_0) + f_n^{IV}(\xi_0) + a_n f_n(\xi_0) + a_{n,n+1} f_{n+1}^{II}(\xi_0) + a_{n,n+2} f_{n+2}(\xi_0) = P\delta_{2n}. \end{cases}$$

Индексы *n* будут принимать следующие значения:

$n = 2, 3, 4, \ldots;$ $\qquad \delta_{2n} = \begin{cases} 1 & \text{при n} = 2; \\ 0 & \text{при n} \neq 2. \end{cases}$

Переменная ξ_0 будет изменяться в следующих пределах:

$-l_0 \le \xi_0 \le l_0$, где $l_0 = \sqrt{k_\nu}\,\frac{L}{2r}$.

Ряды (19) - (20) обладают хорошей сходимостью. Поэтому для получения хороших результатов при μ<10 достаточно в них сохранить три члена, не считая $n = 1$, т.е. $n = 2, 3, 4$.

Усеченную систему обыкновенных дифференциальных уравнений, в общем случае с переменными коэффициентами запишем в виде:

$$\begin{cases} f_2^{IV} + a_2 f_2 + a_{23} f_3^{II} + a_{24} f_4 = P; \\ f_3^{IV} + a_{32} f_2^{II} + a_3 f_3 + a_{34} f_4^{II} = 0; \\ f_4^{IV} + a_{42} f_2 + a_{43} f_3^{II} + a_4 f_4 = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Система уравнений (21) представляет собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений 12-го порядка. В настоящей работе к интегрированию системы уравнений (21) применяется аналитический подход, основанный на использовании модифицированного метода последовательных приближений В.А. Пухлия [12-13].

Применение модифицированного метода последовательных приближений

Предварительно представим систему дифференциальных уравнений (21) 12-го порядка в нормальной форме Коши:

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m} X_\nu + f_m, \quad m = 1, 2, ..., s. \quad (22)$$

В соответствии с модифицированным методом последовательных приближений [12-13] переменные коэффициенты $B_{\nu,m}$ и свободные члены f_m представляются через смещенные полиномы Чебышева:

$$B_{\nu,m} = \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} d_r^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi), \qquad f_m = \sum_{r=0}^{q} f_{m,r} (d_r \cdot r!)^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi). \quad (23)$$

Здесь q – степень интерполяционного полинома; a_k – коэффициенты разложения ξ^r в ряд по многочленам Чебышева $T_k^*(\xi)$. В выражениях (23) $d_r = 1$ для r = 0 и $d_r = 2^{2r-1}$ для остальных r.

Общее решение системы уравнений (22) имеет вид [12, 13]:

$$X_m = \sum_{\mu=1}^{s} C_\mu \left[d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi) \delta + \sum_{n=1}^{\infty} X_{m,\mu,n} \right] + \sum_{j=0}^{q} t_{m,j,0} \left[d_{j+1} (j+1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{j+1} a_k T_k^*(\xi) + \sum_{n=2}^{\infty} X_{m,n} \quad (24)$$

где $t_{m,j,0} = f_{m,r}$ при $j = r$; μ – номер фундаментальной функции; C_μ – постоянные интегрирования.

В решении (24) δ = 1, если $m = \mu$ и δ = 0 для остальных μ. Первое приближение $X_{m,\mu,1}$ получается из подстановки нулевого приближения: $d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi)\delta$ в правую часть однородной системы:

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m} X_\nu \ .$$

Последующие приближения осуществляются по формулам:

$$\begin{aligned} X_{m,\mu,n} &= \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,\mu,n,j} \left[d_{n+j-1}(n+j-1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi); \\ X_{m,n} &= \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,nj} \left[d_{n+j-1}(n+j-1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi), \end{aligned} \qquad (25)$$

где $\beta = n\,(q+3) - 2$.

Отметим, что системы фундаментальных функций (25) являются равномерно сходящимися рядами, при этом коэффициенты $t_{m,\mu,n,j}$ и $t_{m,n,j}$ определяются через коэффициенты предыдущего приближения по рекуррентным формулам:

$$\begin{aligned} t_{m,\mu,n,j} &= \sum_{\nu=1}^{s} \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} t_{\nu,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^{r} (n+j-1-\gamma); \\ t_{m,\mu,n,j} &= \sum_{\nu=1}^{s} \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} t_{\nu,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^{r} (n+j-1-\gamma). \end{aligned}$$

Постоянные C_μ, входящие в общее решение (33), находятся из граничных условий.

Выводы

Приведена полная система геометрических и деформационных соотношений, определяющих дифференциальную геометрию поверхности спая биметаллических торообразных оболочек, а также физические соотношения для усилий и моментов таких оболочек с учетом зависимости физико-механических характеристик от температуры и радиационного облучения.

Изложен алгоритм исследования напряженно-деформированного состояния гибов биметаллических тороидальных оболочек применительно к системам трубопроводов атомных реакторов.

Показана возможность применения аналитического подхода к расчету прочности и жесткости гибов трубопроводов, основанного на использовании модифицированного метода последовательных приближений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Гетман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 427 с.

[2] Аркадов, Г.В. Надежность оборудования и трубопроводов АЭС и оптимизация их жизненного цикла (вероятностные методы). – М.: Энергоатомиздат, 2010. – 424 с.
[3] Платонов П.А. Действие облучения на структуру и свойства металлов. – М.: Машиностроение, 1971. – 402 с.
[4] Пухлий В.А., Коган Е.А., Пухлий К.В. Краевая задача Кармана для упругого гиба биметаллических трубопроводов гидроэнергетики. – Энергетические установки и технологии, 2019, том 5, №3, с.25-35.
[5] Аксельрад Э.Л. Расчет трубопроводов. – Л.: Машиностроение, 1970. −240 с.
[6] Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. – М.: Наука, 1967. – 984 с.
[7] Рашевский П.К. Курс дифференциальной геометрии. – М.: Гостехиздат, 1950. – 360 с.
[8] Пухлий В.А. Об одной краевой задаче для упругого гиба трубопроводов гидротехнических сооружений и АЭС. – Теория механизмов и машин. – 2014. – Т. 12. - №2(24). – С. 3-15.
[9] Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложение в технике. – М.-Л.: Гостехиздат, 1949. – 784 с.
[10] Аксельрад Э.Л. Тонкостенные криволинейные стержни и трубы. – Сб. «Исследования по строительной механике». Труды ЛИИЖТ. 1966. - Вып. 249. - С. 147-168.
[11] Аксельрад Э.Л. Полубезмоментная теория гибких оболочек. – Труды X всесоюзной конференции по теории оболочек и пластин, 22 – 29 сентября 1975 г. – Тбилиси: Изд-во «Мецниереба» , 1975. – Т. 1.- С. 487 - 497.
[12] Пухлий В.А. Метод аналитического решения двумерных краевых задач для систем эллиптических уравнений. – Журнал вычисл. матем. и матем. физики. - 1978. Т. 18. - №5 - С. 1275-1282.
[13] Пухлий В.А. Об одном подходе к решению краевых задач математической физики. – Дифференциальные уравнения. – 1979. Т. 15 - №11. - С.2039-2043.

V.A. Pukhliy [1], E.A. Kogan [2], S.T. Miroshnichenko [1], K.V. Pukhliy[3]

THERMOELASTICITY OF FLEXES OF BIMETALLIC PIPELINES OF ATOMIC ENERGY

[1] FSAEI of HE "Sevastopol State University";
[2] FSBEI of HE "Moscow Polytechnic University";
[3] JSC Aerotex, Moscow.

Abstract

The issues of thermoelasticity of bends of bimetallic pipelines of nuclear energy are considered taking into account ovalization of the cross section. The dependence of the physicomechanical characteristics of the material of pipelines on temperature and on exposure to radiation is taken into account. An algorithm for the analytical solution of the Karman boundary value problem for elastic bending based on the modified method of successive approximations is presented.

Keywords: bimetallic pipelines, toroidal shells, bends, thermoelasticity, radiation exposure, method of successive approximations.

REFERENCES

[1] Getman A.F. Resource of operation of vessels and pipelines of nuclear power plants. - M .: Energoatomizdat, 2000 .– 427 p.
[2] Arkadov, G.V. Reliability of equipment and pipelines of nuclear power plants and optimization of their life cycle (probabilistic methods). - M .: Energoatomizdat, 2010 .– 424 p.
[3] Platonov P.A. The effect of irradiation on the structure and properties of metals. - M.: Mechanical Engineering, 1971. - 402 p.
[4] Pukhliy V.A., Kogan E.A., Pukhliy K.V. The Karman boundary value problem for the elastic bending of bimetallic hydropower pipelines. - Power plants and technologies, 2019, Vol. 5, No. 3, p.25-35.
[5] Axelrad E.L. Calculation of pipelines. - L.: Engineering, 1970. -240 p.
[6] Volmir A.S. Stability of deformable systems. - M .: Nauka, 1967 .– 984 p.
[7] Rashevsky P.K. Differential geometry course. - M.: Gostekhizdat, 1950 .– 360 p.
[8] Pukhliy V.A. About one boundary-value problem for elastic bending of pipelines of hydraulic structures and nuclear power plants. - Theory of mechanisms and machines. - 2014. - T. 12. - No. 2 (24). - S. 3-15.
[9] Vlasov V.Z. General theory of shells and its application in technology. - M.-L .: Gostekhizdat, 1949 .-- 784 p.
[10] Axelrad E.L. Thin-walled curved rods and pipes. - Sat "Studies in structural mechanics." Proceedings of the LIIZhT. 1966. - Issue. 249. - S. 147-168.
[11] Axelrad E.L. Semi-momentless theory of flexible shells. - Proceedings of the X All-Union Conference on the Theory of Shells and Plates, September 22 - 29, 1975 - Tbilisi: Metsniere-ba Publishing House, 1975. - T. 1.- P. 487 - 497.
[12] Pukhliy V.A. A method for the analytical solution of two-dimensional boundary value problems for systems of elliptic equations. - Calculation Log mate. and mate. physics. - 1978. T. 18. - No. 5 - S. 1275-1282.

[13] Pukhliy V.A. About one approach to solving boundary value problems of mathematical physics. - Differential equations. - 1979. T. 15 - No. 11. - S.2039-2043.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-18
УДК 624.074.4

В. А. Пухлий[1], Е.А. Коган[2] , К.В. Пухлий[3]

К РАСЧЕТУ ГОФРОВ ЛИНЗОВЫХ КОМПЕНСАТОРОВ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОЭНЕРГЕТИКИ И АТОМНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ



[1]Владимир Александрович Пухлий
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978) 801-17-81, E-mail: pu1611@rambler.ru.



[2]Ефим Александрович Коган
Московский политехнический университет
Россия, Москва
Тел.: 7(916) 019-18-32 E-mail: kogan_ea@mail.ru.



[3]Кирилл Владимирович Пухлий
Предприятие «Аэротекс»
Россия, Москва
Тел.: (978) 801-17-78

Аннотация

Дано построение систем уравнений равновесия двухслойных оболочек вращения (цилиндрических, конических, торообразных) применительно к расчету гофров линзовых компенсаторов трубопроводов гидроэнергетики и атомной энергетики. Решение краевых задач для гофров линзовых компенсаторов основано на применении модифицированного метода последовательных приближений. Для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша, при

котором исходные ряды Мак-Лорена представляются через смещенные полиномы Чебышева.

Ключевые слова: гидроэнергетика, атомная энергетика, трубопроводы, линзовые компенсаторы, цилиндрические, конические, торообразные двухслойные оболочки, модифицированный метод последовательных приближений.

Введение

В гидроэнергетике и атомной энергетике для трубопроводов с внутренним плакированием наружного слоя широко применяются линзовые компенсаторы, предназначенные для компенсации температурных расширений, несоосностей трубопроводов и вибрационных воздействий. Обычно они комплектуются внутренним защитным кожухом и при расчетах на прочность их можно рассматривать как составные оболочки вращения [1-4].

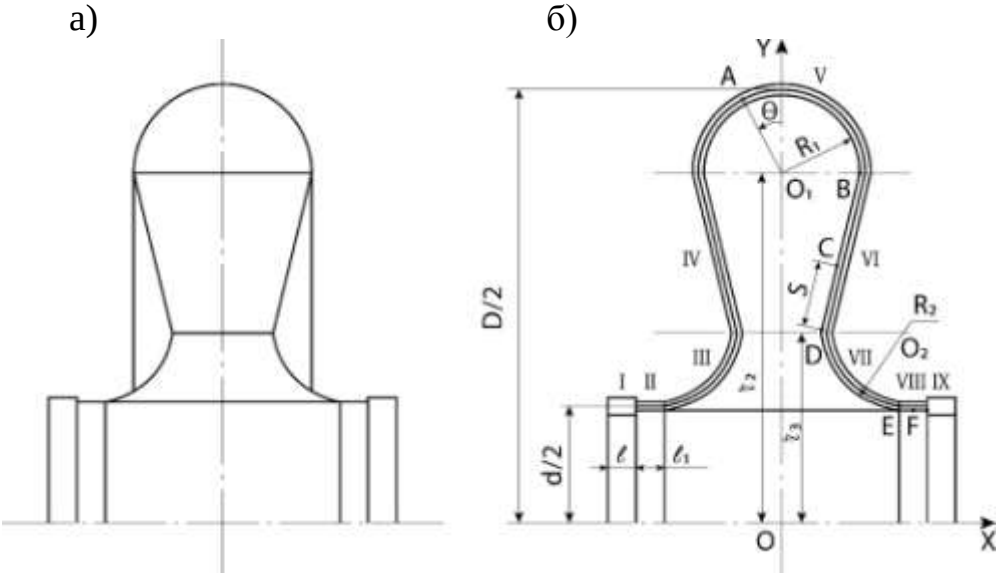


Рис.1. Общий вид линзового компенсатора

На рис.1 показаны общий вид осевого однолинзового компенсатора (а) и осевое сечение компенсатора с внутренним защитным слоем (б). I, II, VIII, IX – цилиндрические двухслойные оболочки; III, V, VII – торообразные двухслойные оболочки; IV, VI – конические двухслойные оболочки; *A, C, F* – произвольные точки на разных участках гофра, *B, D, E* – точки сопряжения участков).

Теория гофрированных оболочек развивалась издавна, начиная с работ В.И. Феодосьева [1], Л.Е. Андреевой [2] и др. Современное состояние теории отражено в цикле работ В. Москвитина [3]. Общие уравнения термоупругости непологих конструктивно-ортотропных двух – и трехслойных

оболочек в геометрически нелинейной постановке были получены в работе [4] в предположении, что внутренний слой деформируется в соответствии с гипотезой Кирхгоффа – Лява, а внешний слой (или два внешних слоя) являются маложесткими покрытиями, для которых существенны деформации поперечного сдвига. Они учитывались в соответствии с гипотезой Тимошенко. В качестве координатной поверхности использовалась нижняя граничная поверхность внутреннего (первого) слоя оболочки. Такой подход позволяет легко распространить уравнения на случай многослойных оболочек нерегулярной структуры.

В настоящей работе с использованием предложенного ранее в [4] подхода дано построение систем линейных уравнений равновесия двухслойных оболочек вращения применительно к расчету гофров линзовых компенсаторов трубопроводов гидроэнергетики и атомной энергетики. Для каждого из слоев полагаются справедливыми гипотезы Кирхгоффа – Лява о прямой недеформируемой нормали. Получены далее вариационным методом уравнения в усилиях – моментах для непологих двухслойных цилиндрических, конических, тороидальных оболочек и соотношения термоупругости. Изложен алгоритм анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) упругой составной системы, состоящей (рис.1, *б*) из 4-х биметаллических цилиндрических оболочек; 3-х торообразных оболочек; 2-х конических двухслойных оболочек.

Рассматривались 2-х вида нагружения, соответствующие осесимметричной деформации, и нагружение, соответствующее антисимметричной деформации (рис.2):

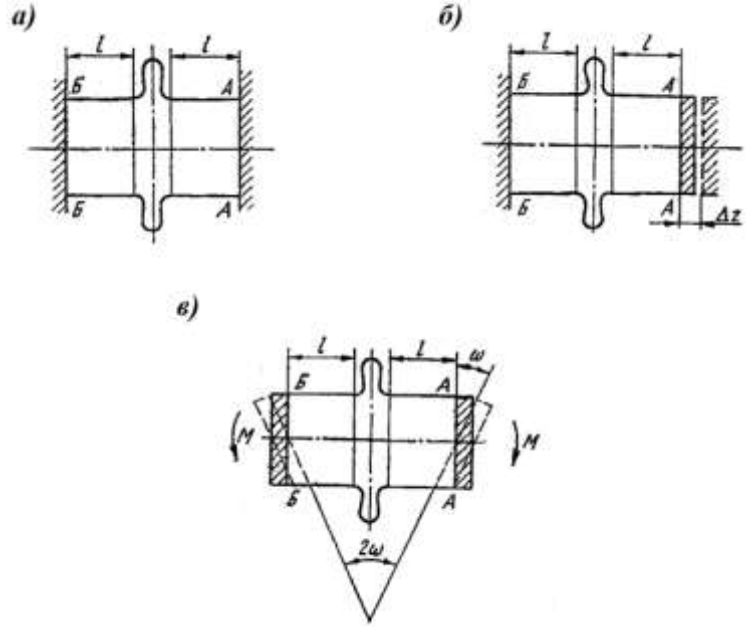


Рис. 2. Схемы деформирования компенсатора при различном нагружении

а) компенсатор нагружен внутренним равномерно распределенным давлением q. Граничные контуры (сечения *АА* и *ББ* жестко закреплены) (рис. 2,а). Тогда, очевидно, продольные перемещения на левом и правом граничных контурах равны нулю.

б) Левый край компенсатора (сечение *ББ* жестко закреплен, а на правом краю (сечение *АА*) задано осевое перемещение Δz (рис.2,б). В этом случае на левом граничном контуре продольные перемещения равны нулю, а на правом - равны Δz.

в) Компенсатор деформируется под действием заданных на обоих контурах угловых и осевых перемещений (рис.2, в). Тогда угловые перемещения на левом краю; $u_z = -\frac{d\omega}{2}$, $v_z = -\omega$; - на правом краю $u_z = \frac{d\omega}{2}$, $v_z = \omega$.

Вывод линейных уравнений непологих двухслойных оболочек

Будем рассматривать оболочки в криволинейной ортогональной системе координат α_1, α_2, z. В качестве координатной поверхности используется нижняя граничная поверхность внутреннего (первого) слоя оболочки. Считается, что координаты α_1 и α_2 совпадают с линиями главных кривизн координатной поверхности. Поперечная координата z совпадает с направлением внешней нормали к координатной поверхности, h_k - толщина k-го слоя (k = 1,2), $h = h_1 + h_2$ - толщина оболочки, $A_i(\alpha_1, \alpha_2)$ – коэффициенты Ламе (i = 1,2), κ_i – кривизны координатных линий, u_i, w – тангенциальные и нормальные перемещения координатной поверхности.

Распределение тангенциальных перемещений по толщине следует линейному закону

$$u_i(z) = u_i + z\vartheta_i \tag{1}$$

где ϑ_i – углы поворота нормали к координатной поверхности

$$\vartheta_i = k_i u_i - \frac{1}{A_i}\frac{\partial w}{\partial \alpha_i}, \ (i = 1,2).$$

Компоненты тангенциальной деформации задаются в виде:

$$\varepsilon_{11} = \frac{1}{A_1}\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}u_2 + k_1 w, \ \varepsilon_{22} = \frac{1}{A_2}\frac{\partial u_2}{\partial \alpha_2} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}u_1 + k_2 w,$$
$$\omega = \frac{A_1}{A_2}\frac{\partial}{\partial \alpha_2}\left(\frac{u_1}{A_1}\right) + \frac{A_2}{A_1}\frac{\partial}{\partial \alpha_1}\left(\frac{u_2}{A_2}\right). \tag{2}$$

Параметры изменения кривизн и кручения [6]:

$$\kappa_1 = \frac{1}{A_1}\frac{\partial \vartheta_1}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}\vartheta_2,\ \kappa_2 = \frac{1}{A_2}\frac{\partial \vartheta_2}{\partial \alpha_2} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}\vartheta_1,$$

$$\tau = -\frac{1}{A_1 A_2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial \alpha_1 \partial \alpha_2} - \frac{1}{A_1}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}\frac{\partial w}{\partial \alpha_1} - \frac{1}{A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}\frac{\partial w}{\partial \alpha_2}\right) + k_1\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_2} - \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}u_1\right) + \quad (3)$$

$$+ k_2\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial u_2}{\partial \alpha_1} - \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}u_2\right).$$

Считается, что материал слоев оболочки подчиняется закону Гука. Главные направления упругости слоев в каждой точке совпадают с направлениями координатных линий α_1, α_2. Предполагается, что оболочка подвержена воздействию высоких температур $\mathrm{T} = \mathrm{T}(\alpha_1, \alpha_2, z)$, неравномерно распределенных по её толщине и поверхности. Поэтому физико-механические характеристики слоев $E_i^{(k)}$ – модули упругости, $G_{ij}^{(k)}$ – модули сдвига, $\alpha^{(k)}$ – коэффициент линейного температурного расширения считаются зависящими от температуры (k = 1, 2). В этом случае напряжения в слоях представляются в виде суммы компонент, обусловленных упругими и температурными деформациями

$$\sigma_{11}^{(k)} = \sigma_{11_0}^{(k)} - \sigma_{1_\mathrm{T}}^{(k)},\quad \sigma_{22}^{(k)} = \sigma_{22_0}^{(k)} - \sigma_{2_\mathrm{T}}^{(k)},\ \sigma_{12}^{(k)} = \sigma_{12_0}^{(k)} = G_{12}^{(k)}\varepsilon_{12}^{(k)},\quad (k = 1,2),$$

$$\sigma_{11_0}^{(k)} = \frac{E_1^{(k)}}{1-\mu_{(k)}^2}(\varepsilon_{11}^{(k)} + \mu_{(k)}^2\varepsilon_{22}^{(k)}),\quad \sigma_{22_0}^{(k)} = \frac{E_2^{(k)}}{1-\mu_{(k)}^2}(\varepsilon_{22}^{(k)} + \mu_{(k)}^2\varepsilon_{11}^{(k)}),$$

$$\sigma_{i_\mathrm{T}}^{(k)} = \frac{E_i^{(k)}}{1-\nu_{(k)}^2}(1+\mu_{(k)})\alpha^{(k)})T(\alpha_1, \alpha_2, z),\ (i = 1,2), \quad (4)$$

где $\mu_{(k)}$ – коэффициент Пуассона k-го слоя,

Уравнения равновесия и граничные условия. Уравнения равновесия и естественные граничные условия двухслойных оболочек получаются посредством применения принципа возможных перемещений Лагранжа

$$\delta\Pi - \delta A_1 - \delta A_2 = 0. \quad (5)$$

Здесь $\delta\Pi$, $\delta A_1, \delta A_2$ – вариации потенциальной энергии деформации оболочки, работы внешней поверхностной нагрузки, приведенной к её коор-

динатной поверхности и внешних контурных усилий. Для них принято следующее описание

$$\delta\Pi = \iiint\limits_{V_k} \left\{ \sum_{k=1}^{2} \left[\sum_{i=1}^{2} \sum_{j=1}^{2} \sigma_{ij}^{(k)}(z) \delta\varepsilon_{ij}^{(k)} \right] \right\} A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2 dz, \tag{6}$$

$$\delta A_1 = (p_1 \delta u_1 + p_2 \delta u_2 + q\delta w) A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2, \tag{7}$$

$$\delta A_2 = \int\limits_{\Gamma_1} \left[\sum_{j=1}^{2} (N_{1j}^{*} \delta u_j + M_{1j}^{*} \delta\vartheta_j) + Q_1^{*} \delta w \right] A_2 d\alpha_2 +$$

$$+ \int\limits_{\Gamma_2} \left[\sum_{i=1}^{2} (N_{i2}^{*} \delta u_i + M_{i2}^{*} \delta\vartheta_i) + Q_2^{*} \delta w \right] A_1 d\alpha_1, \tag{8}$$

где p_1, p_2, q – компоненты поверхностной нагрузки по направлениям осей α_1, α_2, z соответственно, а N_{ij}^{*}, Q_i^{*}, и M_{ij}^{*} – приложенные к контуру оболочки внешние тангенциальные усилия, поперечные усилия, изгибающие и крутящие моменты.

Используя представление напряжений (4), деформаций (2), (3) и перемещений (1) и вводя полные удельные усилия и моменты в оболочке по формулам

$$N_{ij_0} = N_{ij_0}^{(1)} + N_{ij_0}^{(2)}, \qquad N_{i_\mathrm{T}} = N_{i_\mathrm{T}}^{(1)} + N_{i_\mathrm{T}}^{(2)}, \qquad M_{ij_0} = M_{ij_0}^{(1)} + M_{ij_0}^{(2)},$$

$$M_{i_\mathrm{T}} = M_{i_\mathrm{T}}^{(1)} + M_{i_\mathrm{T}}^{(2)}, \qquad (i, j = 1,2),$$

где

$$N_{ij_0}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{ij_0}^{(k)} dz, \qquad N_{i_\mathrm{T}}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{i_\mathrm{T}}^{(k)} dz,$$

$$M_{ij_0}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{ij_0}^{(k)} z dz, \quad M_{i_\mathrm{T}}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{i_\mathrm{T}}^{(k)} z dz, \quad (i, j = 1,2; \quad k = 1,2), \tag{9}$$

выражение (6) для потенциальной энергии деформации можно привести к виду

$$\delta\Pi = -\iint\limits_{F} \left\{ \left[\frac{\partial(A_2 N_{11})}{\partial\alpha_1} - \frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1} N_{22} + \frac{1}{A_1} \frac{\partial(A_1^2 N_{12})}{\partial\alpha_2} + k_1 \left(\frac{\partial(A_2 M_{11})}{\partial\alpha_1} - \frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1} M_{22} \right) + \right.\right.$$

$$\left. + \frac{1}{A_1} \frac{\partial(k_1 A_1^2 M_{12})}{\partial\alpha_2} \right] \delta u_1 + \left[\frac{\partial(A_1 N_{22})}{\partial\alpha_2} - \frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2} N_{11} + \frac{1}{A_2} \frac{\partial(A_2^2 N_{12})}{\partial\alpha_1} + \right.$$

$$\left. + k_2 \left(\frac{\partial(A_1 M_{22})}{\partial\alpha_2} - \frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2} M_{11} \right) + \frac{1}{A_2} \frac{\partial(k_2 A_2^2 M_{12})}{\partial\alpha_1} \right] \delta u_2 + \left\{ \frac{\partial}{\partial\alpha_1} \left[\frac{1}{A_1} \frac{\partial(A_2 M_{11})}{\partial\alpha_1} \right] - \right.$$

$$-\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}M_{11}\right)+\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2^2}\frac{\partial(A_2^2M_{12})}{\partial\alpha_1}\right]+\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1^2}\frac{\partial(A_1^2M_{12})}{\partial\alpha_2}\right]+$$

$$+\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_1M_{22})}{\partial\alpha_2}\right]-\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}M_{22}\right)-A_1A_2(k_1N_{11}+k_2N_{22})\}\delta w\Big\}d\alpha_1d\alpha_2+ \quad (10)$$

$$+\int_{\Gamma_2}\{(A_1N_{12}+A_1\kappa_1M_{12})\delta u_1+(A_1N_{22}+A_1\kappa_2M_{22})\delta u_2+\left[\frac{1}{A_2^2}\frac{\partial(A_2^2M_{12})}{\partial\alpha_1}+\frac{1}{A_2}\times\right.$$

$$\left.\times\left(\frac{\partial(A_1M_{22})}{\partial\alpha_2}--\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}M_{11}\right)\right]\delta w-M_{12}\frac{\partial}{\partial\alpha_1}(\delta w)-\frac{A_1}{A_2}\frac{\partial}{\partial\alpha_2}(\delta w)\}d\alpha_1+$$

$$+\int_{\Gamma_1}\{(A_2N_{11}+A_2\kappa_1M_{11})\delta u_1+(A_2N_{12}+A_2\kappa_2M_{12})\delta u_2+\left[\frac{1}{A_1^2}\frac{\partial(A_1^2M_{12})}{\partial\alpha_2}+\frac{1}{A_1}\times\right.$$

$$\left.\times\left(\frac{\partial(A_2M_{11})}{\partial\alpha_1}-\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}M_{22}\right)\right]\delta w-M_{12}\frac{\partial}{\partial\alpha_2}(\delta w)-\frac{A_2}{A_1}\frac{\partial}{\partial\alpha_1}(\delta w)\}d\alpha_2.$$

Из условий произвольности и независимости вариаций перемещений с учетом выражений (7), (8) получаем систему трех уравнений равновесия оболочки в усилиях и моментах.

$$\frac{\partial(A_1N_{22})}{\partial\alpha_2}-\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}N_{11}+\frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_2^2N_{12})}{\partial\alpha_1}+k_2\left(\frac{\partial(A_1M_{22})}{\partial\alpha_2}-\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}M_{11}\right)+$$

$$+\frac{1}{A_2}\frac{\partial(k_2A_2^2M_{12})}{\partial\alpha_1}+A_1A_2p_2=0,$$

$$\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1}\frac{\partial(A_2M_{11})}{\partial\alpha_1}\right]-\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}M_{11}\right)+\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2^2}\frac{\partial(A_2^2M_{12})}{\partial\alpha_1}\right]+$$

$$+\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1^2}\frac{\partial(A_1^2M_{12})}{\partial\alpha_2}\right]++\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_1M_{22})}{\partial\alpha_2}\right]-\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}M_{22}\right)- \quad (11)$$

$$-A_1A_2(k_1N_{11}+k_2N_{22})+A_1A_2q=0.$$

$$\frac{\partial(A_2N_{11})}{\partial\alpha_1}-\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}N_{22}+\frac{1}{A_1}\frac{\partial(A_1^2N_{12})}{\partial\alpha_2}+k_1\left(\frac{\partial(A_2M_{11})}{\partial\alpha_1}-\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}M_{22}\right)+$$

$$+\frac{1}{A_1}\frac{\partial(k_1A_1^2M_{12})}{\partial\alpha_2}+A_1A_2p_1=0,$$

Из контурных интегралов вариационного уравнения следуют естественные граничные условия.

Заметим, что для оболочек вращения, срединная поверхность которых образована вращением плоской кривой вокруг прямой, лежащей в той же плоскости, основные соотношения, приведенные выше, упрощаются [7], так как в этом случае коэффициент Ламе A_1 не зависит от координаты α_2, поэтому $A_{1,2}=0$.

Поэтому дифференциальные операторы в уравнениях равновесия, а также компоненты тангенциальной деформации и параметры изгибной деформации будут иметь несколько более простой вид:

$$\varepsilon_{11} = A_1^{-1}\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_1} + k_1 w, \qquad \varepsilon_{22} = \frac{1}{A_2}\frac{\partial u_2}{\partial \alpha_2} + (A_1 A_2)^{-1}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}u_2 + k_2 w,$$
$$\omega = \frac{1}{A_1}\frac{\partial u_2}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_2}\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_2} - (A_1 A_2)^{-1}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}u_2, \quad \vartheta_i = k_i u_i - \frac{1}{A_i}\frac{\partial w}{\partial \alpha_i}, \tag{12}$$
$$k_1 = \frac{1}{A_1}\frac{\partial \vartheta_1}{\partial \alpha_1}, \qquad k_2 = \frac{1}{A_2}\frac{\partial \vartheta_2}{\partial \alpha_2} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}\vartheta_2,$$
$$\kappa_{12} = \frac{1}{A_1}\frac{\partial \vartheta_2}{\partial \partial_1} + \frac{1}{A_2}\frac{\partial \vartheta_1}{\partial \partial_2} - \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \partial_1}\vartheta_2.$$

Используя формулы (2-4), (9), получим соотношения термоупругости, связывающие усилия и моменты с деформациями координатной поверхности и параметрами изменения кривизн:

$$N_{11} = B_1\varepsilon_{11} + B_2\varepsilon_{22} + A_1\kappa_{11} + A_2\kappa_{22}, \quad N_{22} = B_1\varepsilon_{22} + B_2\varepsilon_{11} + A_1\kappa_{22} + A_2\kappa_{11},$$
$$M_{11} = A_1\varepsilon_{11} + A_2\varepsilon_{22} + D_1\kappa_{11} + D_2\kappa_{22}, \quad M_{22} = A_1\varepsilon_{22} + A_2\varepsilon_{11} + D_1\kappa_{22} + D_2\kappa_{11},$$
$$N_{12} = B_{12}\omega + A_{12}\kappa_{12}, \qquad M_{12} = B_{12}\omega + D_{12}\kappa_{12}. \tag{13}$$

В соотношениях (13) мембранные $B_i\ (i = 1,2)$, мембранно – изгибные A_i и изгибные D_i жесткостные параметры двухслойной оболочки равны:

$$B_1 = \frac{1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1} E_1(T)dz + \frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{h_2} E_2(T)dz,$$
$$B_2 = \frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1} E_1(T)dz + \frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{h_2} E_2(T)dz,$$
$$B_{12} = \int_{h_1} G_{12}^{(1)}(T)dz + \int_{h_2} G_{12}^{(2)}(T)dz,$$
$$A_{12} = \int_{h_1} G_{12}^{(1)}(T)zdz + \int_{h_2} G_{12}^{(2)}(T)zdz,$$
$$A_1 = \frac{1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1} E_1(T)zdz + \frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{h_2} E_2(T)zdz,$$
$$A_2 = \frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1} E_1(T)zdz + \frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{h_2} E_2(T)zdz,$$
$$D_1 = \frac{1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1} E_1(T)z^2dz + \frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{h_2} E_2(T)z^2dz,$$
$$D_{12} = \int_{h_1} G_{12}^{(1)}(T)z^2dz + \int_{h_2} G_{12}^{(2)}(T)z^2dz,$$

$$D_2 = \frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1} E_1(T)z^2dz + \frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{h_2} E_2(T)z^2dz\,.$$

Температурные составляющие усилий и моментов с учетом переменности модулей упругости и коэффициентов β_1, β_2 линейного температурного расширения слоев определяются по формулам:

$$N_T = \frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1} E_1\beta_1 Tdz + \frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2\beta_2 Tdz\,,$$

$$M_T = \frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1} E_1\beta_1 Tzdz + \frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2\beta_2 Tzdz\,.$$

Из полученных общих уравнений следуют уравнения различного типа оболочек вращения.

Цилиндрические двухслойные оболочки

Принимая $\alpha_1 = x$, $\alpha_2 = s/R$ и учитывая что $\kappa_1 = 0$, $\kappa_2 = 1/R$, $A_1 = 1$, $A_2 = R$, выражения для компонент деформации можно записать в виде

$$\varepsilon_{11} = \frac{\partial u_1}{\partial x}, \quad \varepsilon_{22} = \frac{\partial u_2}{\partial s} + \frac{w}{R}, \quad \varepsilon_{12} = \frac{\partial u_2}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial s} = \omega, \qquad \vartheta_1 = -\frac{\partial w}{\partial x},$$

$$\vartheta_2 = \frac{u_2}{R} - \frac{\partial w}{\partial x}, \qquad \kappa_{11} = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \qquad \kappa_{22} = \frac{1}{R}\frac{\partial u_2}{\partial s} - \frac{\partial^2 w}{\partial s^2}, \quad \kappa_{12} = \frac{1}{R}\frac{\partial u_2}{\partial x} - 2\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial s}.$$

Уравнения равновесия двухслойной цилиндрической оболочки имеют вид

$$\frac{\partial N_{11}}{\partial x} + \frac{\partial N_{12}}{\partial s} + p_1 = 0, \quad \frac{\partial N_{12}}{\partial x} + \frac{\partial N_{22}}{\partial s} + \frac{1}{R}\left(\frac{\partial M_{12}}{\partial x} + \frac{\partial M_{22}}{\partial s}\right) + p_2 = 0,$$

$$\frac{\partial^2 M_{11}}{\partial x^2} + 2\frac{\partial^2 M_{12}}{\partial x \partial s} + \frac{\partial^2 M_{22}}{\partial s^2} - \frac{N_{22}}{R} + q = 0. \qquad (14)$$

Уравнения (14) соответствуют приведенным в [4], [5].

Коническая оболочка

Для усеченной конической оболочки (рис 3) параметры Ламе и кривизны равны

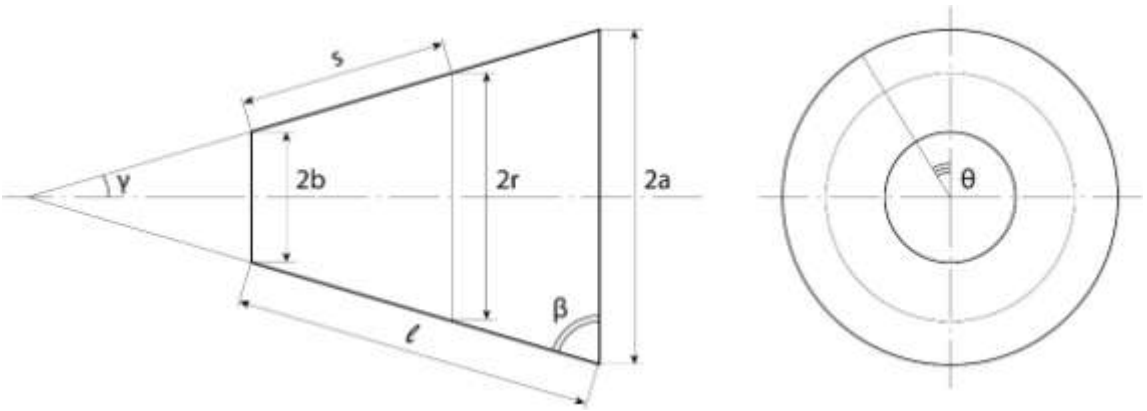


Рис. 3. Коническая оболочка вращения

$$A_1 = 1, \qquad A_2 = b + s \cdot \sin\gamma = r, \qquad \kappa_1 = 0, \qquad \kappa_2 = \cos\gamma / A_2 = \cos\gamma / r. \tag{15}$$

Принимая $\alpha_1 = s$, $\alpha_2 = \theta$, деформационные соотношения для конуса можно представить в виде

$$\begin{aligned}
&\varepsilon_{ss} = A_1^{-1}\frac{\partial u_1}{\partial s} + (A_1A_2)^{-1}\frac{\partial A_1}{\partial \theta}u_2 + \kappa_1 w = \frac{\partial u_s}{\partial s},\\
&\varepsilon_{\theta\theta} = A_2^{-1}\frac{\partial u_2}{\partial \theta} + (A_1A_2)^{-1}\frac{\partial A_2}{\partial s}u_1 + \kappa_2 w = \frac{1}{r}\left(\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \sin\gamma \cdot u_s + \cos\gamma \cdot w\right),\\
&\varepsilon_{s\theta} = \frac{A_1}{A_2}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(A_1^{-1}u_1\right) + \frac{A_2}{A_1}\frac{\partial}{\partial s}\left(A_2^{-1}u_2\right) = \frac{1}{r}\frac{\partial u_s}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial s} - \frac{\sin\gamma}{r}u_\theta = \omega,\\
&\vartheta_s = \kappa_1 u_1 - \frac{1}{A_1}\frac{\partial w}{\partial \alpha_1} = -\frac{\partial w}{\partial s}, \qquad \vartheta_\theta = \kappa_2 u_2 - \frac{1}{A_2}\frac{\partial w}{\partial \alpha_2} = \frac{1}{r}\left(\cos\gamma \cdot u_\theta - \frac{\partial w}{\partial \theta}\right),
\end{aligned} \tag{16}$$

Поэтому уравнения равновесия двухслойной усеченной конической оболочки запишутся так:

$$\sin\gamma\frac{\partial}{\partial s}(sN_{ss}) + b\frac{\partial N_{ss}}{\partial s} + \frac{\partial N_{s\theta}}{\partial \theta} - \sin\gamma \cdot N_{\theta\theta} + rp_s = 0,$$

$$\frac{\partial N_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \sin\gamma\frac{\partial}{\partial s}(sN_{s\theta}) + \sin\gamma \cdot N_{s\theta} + b\frac{\partial N_{s\theta}}{\partial s} + \frac{\cos\gamma}{r}\frac{\partial M_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \cos\gamma\frac{\partial M_{s\theta}}{\partial s} +$$
$$+ \frac{\sin 2\gamma}{r}M_{s\theta} + rp_\theta = 0,$$

$$r\frac{\partial^2 M_{ss}}{\partial s^2} + 2\frac{\partial^2 M_{s\theta}}{\partial s \partial \theta} + \frac{1}{r}\frac{\partial^2 M_{\theta\theta}}{\partial \theta^2} + 2\sin\gamma\frac{\partial M_{ss}}{\partial s} - \sin\gamma \cdot \frac{\partial M_{\theta\theta}}{\partial s} +$$
$$+ 2\frac{\sin\gamma}{r}\frac{\partial M_{s\theta}}{\partial \theta} - \cos\gamma \cdot N_{\theta\theta} + rq = 0. \tag{17}$$

Для осесимметрично деформирующейся под действием поперечной нагрузки и температурного воздействия усеченной конической оболочки уравнения равновесия (17) упрощаются, так как перемещения, деформации и удельные усилия не зависят от окружной координаты θ:

$$\sin\gamma\frac{\partial}{\partial s}(sN_{ss})+b\frac{\partial N_{ss}}{\partial s}-\sin\gamma\cdot N_{\theta\theta}+rp_s=0,$$

$$r\frac{\partial^2 M_{ss}}{\partial s^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial^2 M_{\theta\theta}}{\partial\theta^2}+2\sin\gamma\frac{\partial M_{ss}}{\partial s}-\sin\gamma\cdot\frac{\partial M_{\theta\theta}}{\partial s}-\cos\gamma\cdot N_{\theta\theta}+rq=0. \qquad (18)$$

Торообразная оболочка

Для торообразной оболочки круговой формы (рис. 4) параметры Ламе и кривизны равны [7] $A_1=\rho\left(1+\frac{r}{\rho}\cos\alpha_2\right)$, $A_2=r$.

Из рис. 4 видно, что один из центров кривизны O_1 лежит на оси симметрии, другой O_2 - в центре сечения. Поэтому по теореме Менье первый главный радиус кривизны равен

$$R_1=\frac{R}{\cos\alpha}=\frac{\rho+r\cos\theta}{\cos\alpha},$$

а второй главный радиус кривизны

$$R_2=r.$$

Как видно из рис. 4, линии $\alpha=\xi=\frac{x}{r}$ являются окружностями радиуса $R(\theta)$, получающимися сечением тора плоскостями, перпендикулярными оси симметрии (параллели), а линии $\theta=\frac{s_2}{r}$ - окружности радиуса r (меридианы).

Связь прямоугольных декартовых координат произвольной точки A поперечного сечения с криволинейными координатами точки A:

$$x=R(\theta)\cos\xi=(\rho+r\cos\theta)\cos\xi=(\rho+r\cos\theta)\cos\alpha,$$
$$y=R(\theta)\sin\xi=(\rho+r\cos\theta)\sin\xi=(\rho+r\cos\theta)\sin\alpha,\quad z=r\sin\theta.$$

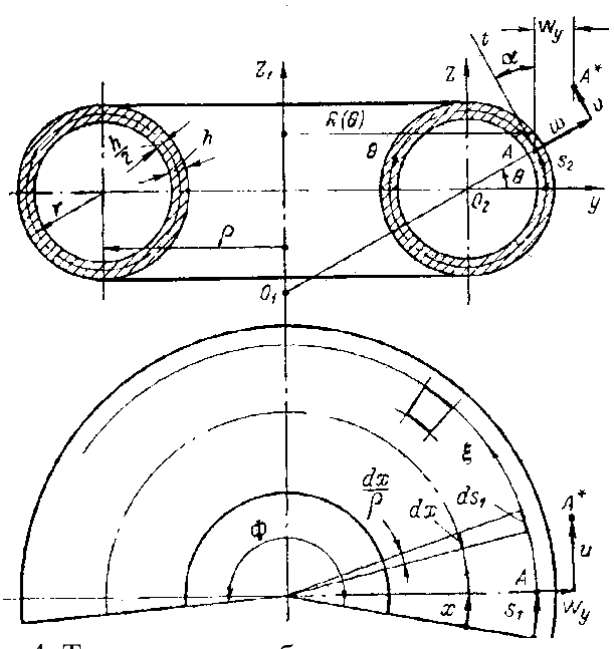


Рис. 4. Тороидальная оболочка кругового сечения

Поэтому уравнения равновесия двухслойной тороидальной оболочки приводятся к виду

$$
\begin{aligned}
&r\frac{\partial N_{\alpha\alpha}}{\partial\alpha}+\left[(\rho+r\cos\theta)\frac{\partial}{\partial\theta}-2r\sin\theta\right]N_{\alpha\theta}+\frac{r}{\rho+r\cos\theta}\left(\cos\alpha\frac{\partial}{\partial\alpha}-\sin\alpha\right)M_{\alpha\alpha}+\\
&+\left(\cos\alpha\frac{\partial}{\partial\theta}-r\frac{\cos\alpha\cdot\sin\theta}{\rho+r\cos\theta}\right)M_{\alpha\theta}+r(\rho+r\cos\theta)p_1=0,\\
&(\rho+r\cos\theta)\left(\frac{\partial N_{\theta\theta}}{\partial\theta}+\frac{1}{r}\frac{\partial M_{\theta\theta}}{\partial\theta}\right)+r\left(\frac{\partial N_{\alpha\theta}}{\partial\alpha}+\frac{1}{r}\frac{\partial M_{\alpha\theta}}{\partial\alpha}\right)+r\sin\theta\cdot[N_{\alpha\alpha}-N_{\theta\theta}+\\
&+\frac{1}{r}(M_{\alpha\alpha}-M_{\theta\theta})]+r(\rho+r\cos\theta)p_2=0,\\
&\frac{r}{\rho+r\cos\theta}\frac{\partial^2M_{\alpha\alpha}}{\partial\alpha^2}+2\frac{\partial^2M_{\alpha\theta}}{\partial\alpha\partial\theta}+\left(\frac{r}{\rho+r\cos\theta}\right)^{-1}\frac{\partial^2M_{\theta\theta}}{\partial\theta^2}+\sin\theta\cdot\left(\frac{\partial M_{\alpha\alpha}}{\partial\theta}-2\frac{\partial M_{\theta\theta}}{\partial\theta}\right)+\\
&+\cos\theta\cdot(M_{\alpha\alpha}-M_{\theta\theta})-r\cos\alpha\cdot N_{\alpha\alpha}-(\rho+r\cos\theta)N_{\theta\theta}+r(\rho+r\cos\theta)q=0.
\end{aligned}
\qquad (19)
$$

Условия упругого сопряжения участков компенсатора по перемещениям и по усилиям приведены, например, в [8].

Для рассматриваемой упругой системы (рис.1б), составленной из 4-х цилиндрических двухслойных оболочек; 3-х торообразных двухслойных оболочек; 2-х конических двухслойных оболочек уравнения, связь между «глобальными» координатами (*X*, *Y*) произвольной точки на соответствующем участке и локальными координатами каждой оболочки для различных участков меридиана составной системы биметаллических оболочек вращения может быть записана в виде:

– для участка I: $X = -\left[R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + h + l\right] + x$; $Y = R\text{-}h_1$, $0 \le x \le l$;

– для участка II: $X = -\left[R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + h\right] + x$; $Y = R\text{-}h_1$, $0 \le x \le l_1$;

– для участка VIII: $X = R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + h + x$; $Y = R\text{-}h_1$, $0 \le x \le l$;

– для участка IX: $X = -\left[R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + h + l\right] + x$, $Y = R\text{-}h_1$, $0 \le x \le l_1$.

Здесь x – локальная координата, отсчитываемая от левого края цилиндрических оболочек;

– для участка III: (A - произвольная точка на поверхности спая)

$X = -[R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + R_2 - (R_2 - h_1)\cos\theta]$, $Y = r_3 - (R_2 - h_1)\sin\theta$,

– для участка VII:

$X = R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + R_2 - (R_2 - h_1)\cos\theta$, $Y = r_3 - (R_2 - h_1)\sin\theta$,

– для участка IV:

$$X_{C'} = -[R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + s\cdot\cos\gamma], \quad Y_{C'} = r_3 + s\cdot\sin\gamma, \quad 0 \le s \le \frac{r_2 - r_3}{\sin\gamma};$$

– для участка VI:

$$X_C = R_1 - (r_2 - r_3)\mathrm{ctg}\gamma + s\cdot\cos\gamma, \qquad Y_C = r_3 + s\cdot\sin\gamma, \qquad 0 \le s \le \frac{r_2 - r_3}{\sin\gamma}.$$

Для участков IV, VI C и C' - произвольные точки на образующей конусов, отстоящие на расстояние s от меньшего основания конуса (см. рис. 4);

для участка V: (A - произвольная точка на поверхности спая двухслойного тора V)

$$X_A = -(R_1 + h_1)\sin\theta, \qquad Y_A = (R_1 + h_1)\cos\theta, \qquad \left(-\frac{\pi}{2} \le \theta \le \frac{\pi}{2}\right).$$

Решение краевых задач расчета напряженно – деформированного состояния упругой конструкции

Для решения поставленных краевых задач и анализа напряженно – деформированного состояния упругой конструкции применим метод разложения неизвестных функций в тригонометрические ряды по окружной координате θ.

Решение получающихся систем обыкновенных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами строится модифицированным методом последовательных приближений [9 - 11].

Предварительно системы дифференциальных уравнений представляются в нормальной форме Коши:

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m} X_\nu + f_m \quad m = 1, 2, \ldots, s. \tag{20}$$

Переменные коэффициенты $B_{\nu,m}$ и свободные члены f_m представляются через смещенные полиномы Чебышева:

$$f_m = \sum_{r=0}^{q} f_{m,r} (d_r \cdot r!)^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi), \qquad B_{\nu,m} = \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} d_r^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi). \tag{21}$$

Здесь q – степень интерполяционного полинома; a_k – коэффициенты разложения ξ^r в ряд по многочленам Чебышева $T_k^*(\xi)$. В выражениях (21) $d_r = 1$ для r = 0 и $d_r = 2^{2r-1}$ для остальных r.

Общее решение системы уравнений (20) имеет вид [9, 10]:

$$X_m = \sum_{\mu=1}^{s} C_\mu \left[d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi)\delta + \sum_{n=1}^{\infty} X_{m,\mu,n} \right] + \sum_{j=0}^{q} t_{m,j,0} \left[d_{j+1}(j+1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{j+1} a_k T_k^*(\xi) + \sum_{n=2}^{\infty} X_{m,n}, \tag{22}$$

где $t_{m,j,0} = f_{m,r}$ при $j = r$; μ – номер фундаментальной функции; C_μ – постоянные интегрирования. В решении $\delta = 1$, если $m = \mu$ и $\delta = 0$ для остальных μ.

Первое приближение $X_{m,\mu,1}$ получается из подстановки нулевого приближения: $d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi)\delta$ в правую часть системы $\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m} X_\nu$.

Последующие приближения осуществляются по формулам:

$$\begin{aligned} X_{m,\mu,n} &= \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,\mu,n,j} \left[d_{n+j-1}(n+j-1)! \right]^{-1} \times \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi); \\ X_{m,n} &= \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,n,j} \left[d_{n+j-1}(n+j-1)! \right]^{-1} \times\times \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi), \end{aligned} \tag{23}$$

где $\beta = n\,(\,q + 3\,) - 2$.

Системы фундаментальных функций (23) являются равномерно сходящимися рядами, при этом коэффициенты $t_{m,\mu,n,j}$ и $t_{m,n,j}$ определяются через коэффициенты предыдущего приближения по рекуррентным формулам:

$$\begin{aligned} t_{m,\mu,n,j} &= \sum_{\nu=1}^{s} \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} t_{\nu,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \times \prod_{\gamma=0}^{r} (n+j-1-\gamma), \\ t_{m,n,j} &= \sum_{\nu=1}^{s} \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} t_{\nu,n-1,j-r} (n+j)^{-1} \times \prod_{\gamma=0}^{r} (n+j-\gamma). \end{aligned}$$

Постоянные C_μ, входящие в общее решение (22), находятся из граничных условий.

Здесь для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша [12]. Идея метода заключается в том, что имеющийся в нашем распоряжении ряд Мак-Лорена телескопически сдвигается в гораздо более короткий ряд, не теряя в точности. Для этого используется возможность представления любого степенного ряда через смещенные полиномы Чебышева на интервале [0,1]. Такой подход апробирован на решении ряда прикладных задач и изложен в работах В.А. Пухлия [10 ,11].

Пример

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние линзового компенсатора, представляющего собой упругую систему из цилиндрических, конических, торообразных биметаллических оболочек вращения (рис.1) при 3-х вариантах нагружения (рис.2).

Геометрические параметры линзового компенсатора следующие:

D = 100 см; d = 76 см; h = 0,5 см; l_1 = 1,4 см; h_1 = 1,2 см;

R = 3,6 см; r_1 = 46 см; r_2 = 47 см; r_3 = 40,2 см; r_4 = 40 см;

z_1 = 0; z_2 = 3,4 см; z_3 = 3,0 см; z_4 = 6,1 см; μ = 0,3.

Толщина антикоррозионной наплавки составляет 0,4 см, наплавка выполняется из нержавеющей аустенитной стали марки 08Х19Н10Г2Б.

На рис.5 представлены результаты расчетов напряжений, при этом на рис.5,а – для 1-го, рис.5,б – для 2-го, рис.5,в – для 3-го видов нагружения.

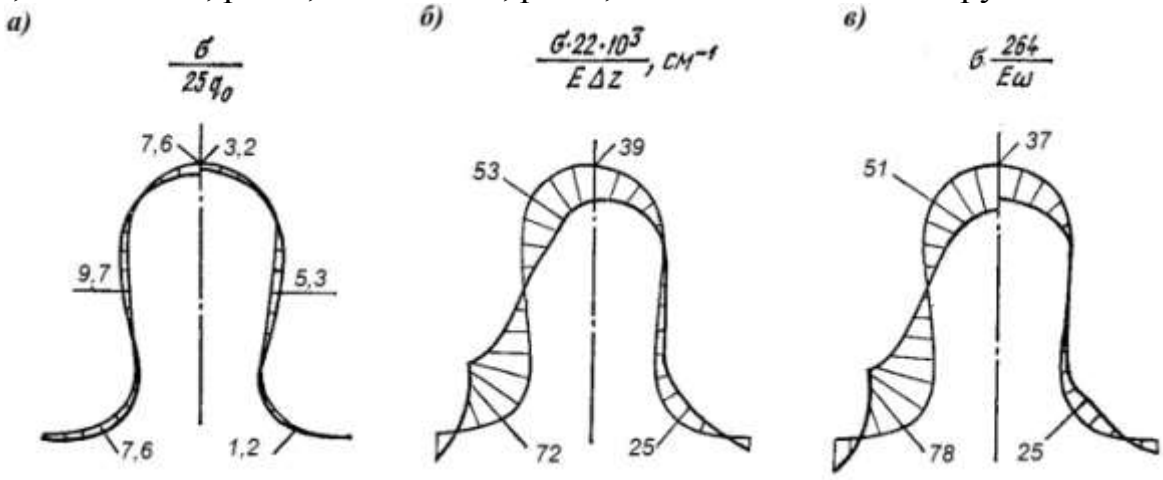


Рис. 5. Эпюры меридиональных (слева от оси симметрии гофра) и окружных (справа от оси симметрии) напряжений на внешней поверхности.

Результаты расчетов показывают, что меридиональные напряжения оказываются определяющими с точки зрения расчета гофров на прочность.

Выводы

1. Вариационным методом получена система линейных уравнений равновесия двухслойных оболочек вращения применительно к расчету

гофров линзовых компенсаторов трубопроводов гидроэнергетики и атомной энергетики. Даны уравнения в усилиях – моментах для непологих двухслойных цилиндрических, конических, тороидальных оболочек и соотношения термоупругости.

2. Изложен алгоритм анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) упругой составной системы, состоящей из биметаллических цилиндрических, торообразных конических оболочек при действии указанных выше 3-х видов нагружения.
3. Для решения краевой задачи для гофров линзовых компенсаторов применен модифицированный метод последовательных приближений. Для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша, при котором исходные ряды Мак-Лорена представляются через смещенные полиномы Чебышева.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и города Севастополя в рамках научного проекта №18-48-920002.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Феодосьев В.И. Упругие элементы точного приборостроения. – М.: Оборонгиз, 1949. 344 с.
[2] Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. – М.: Машгиз, 1962.
[3] Москвитин Г.В. Малоцикловая прочность компенсирующих элементов трубопроводов с винтовыми и кольцевыми гофрами. – Автореферат диссертации д.т.н. – М.: 2002.
[4] Коган Е.А., Лопаницын Е.А. Колебания конструктивно-ортотропных слоистых оболочек при термосиловом нагружении. – Известия РАН. Механика твердого тела, №3, с.117-132.
[5] Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Физматгиз, 1963. 636 с.
[6] Филин А.П. Элементы теории оболочек. Изд. 2-е, доп. и перераб. – Л.: Стройиздат, Ленингр. Отделение. 1975. 256 с.
[7] Кармишин А.В., Лясковец В.А., Мяченков В.И., Фролов А.Н. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. – М.: Машиностроение, 1975. 376 с.
[8] Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 2. Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение. М.: 1968. 464 с.
[9] Пухлий В.А. Решение начально-краевых задач математической физики модифицированным методом последовательных приближений. – Обозрение прикладной и промышленной математики, 2017, том 24, вып.1, с.37-48.

[10] Пухлий В.А. Аналитический метод решения краевых задач теории оболочек. – Труды XIII Всес. конф. по теории пластин и оболочек. Часть IV. - Таллин: Изд-во ТПИ, 1983, с.101-107.
[11] Пухлий В.А., Коган Е.А., Пухлий К.В. Краевая задача Кармана для упругого гиба биметаллических трубопроводов гидроэнергетики. Энергетические установки и технологии. – 2019, - Т.5. - №3. – с.25-35.
[12] Ланцош К. Практические методы прикладного анализа. – М.: Физматгиз, 1961. – 524 с.

V.A.Pukhliy[1], E.A.Kogan[2] , K.V.Pukhliy[3]

TO THE CALCULATION OF THE CORNERS OF LENS COMPENSATORS OF BIMETALLIC PIPELINES OF HYDRO-POWER ENGINEERING AND NUCLEAR POWER ENGINEERING

[1]Sevastopol state University, Russia;
[2]Moscow Polytechnic University, Russia;
[3]Enterprise "Aerotex"

Abstract

The construction of equilibrium systems of two-layer shells of revolution (cylindrical, conical, toroidal) is given in relation to the calculation of the corrugations of lens compensators for pipelines of hydropower and nuclear power. The solution of boundary value problems for corrugations of lens compensators is based on the application of a modified method of successive approximations. To accelerate the convergence of the solution, the method of telescopic shift of the Lanczos power series is used, in which the original Mac-Loren series are represented through shifted Chebyshev polynomials.

Keywords: hydropower, nuclear energy, pipelines, lens compensators, cylindrical, conical, toroidal two-layer shells, a modified method of successive approximations

REFERENCES

[1] Feodosiev V.I. Elastic elements of precision instrumentation. - M.: Oborongiz, 1949. 344 s.
[2] Andreeva L.E. Elastic elements of devices. - M .: Mashgiz, 1962.
[3] Moskvitin G.V. Low cycle strength of compensating elements of pipelines with screw and ring corrugations. - Abstract of the dissertation - M.: 2002.

[4] Kogan E.A., Lopanitsyn E.A. Oscillations of structurally-orthotropic laminated shells under thermal force loading. - Proceedings of the RAS. Solid Mechanics, No. 3, pp. 117-132.
[5] Timoshenko S.P., Voinovsky-Krieger S. Plates and shells. - M .: Fizmatgiz, 1963. 636 p.

[6] Filin A.P. Elements of the theory of shells. Ed. 2nd, add. and reslave. - L .: Stroyizdat, Leningrad. Branch. 1975. 256 s.

[7] Karmishin A.V., Lyaskovets V.A., Myachenkov V.I., Frolov A.N. Statics and dynamics of thin-walled shell structures. - M.: Mechanical Engineering, 1975. 376 s.
[8] Strength, stability, fluctuations. Handbook in three volumes. Volume 2. Ed. I.A. Birger and Ya.G. Panovko. - M.: Mechanical Engineering. M .: 1968. 446 s.
[9] Pukhliy V.A. The solution of initial-boundary value problems of mathematical physics by the modified method of successive approximations. - Review of Applied and Industrial Mathematics, 2017, Volume 24, Issue 1, pp. 37-48.
[10] Pukhliy V.A. An analytical method for solving boundary value problems of shell theory. - Proceedings of the XIII All-Union. conf. on the theory of plates and shells. Part IV - Tallinn: Publishing House of TPI, 1983, pp. 101-107.
[11] Pukhliy V.A., Kogan E.A., Pukhliy K.V. The Karman boundary value problem for the elastic bending of bimetallic hydropower pipelines. Power plants and technologies. - 2019, - T.5. - No. 3. - p. 25-35.
[12] Lantsosh K. Practical methods of applied analysis. - M .: Fizmatgiz, 1961 .- - 524 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-19
УДК 539.3

В.А. Пухлий[1], Е.С. Семенов[2] , К.В. Пухлий[3]

К РАСЧЕТУ НА ПРОЧНОСТЬ КРЫШЕК ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ СФЕРИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ КОНЦЕНТРИРОВАННЫХ ПОТОКОВ ВЕЩЕСТВА И ЭНЕРГИИ



[1]Владимир Александрович Пухлий,
Севастопольский государственный университет
Россия, Севастополь
Тел.: (978)801-17-81, E-mail: pu1611@rambler.ru.



[2]Евгений Сергеевич Семенов,
АНО ДПО «Техническая академия Росатома»
Россия, г. Обнинск
Тел.: (910)543-12-56, E-mail: ESSemenov@rosatomtech.ru



[3]Кирилл Владимирович Пухлий
АО «Аэротекс»
Россия, Москва
Тел.: (978) 801-17-78 E-mail:

Аннотация

Предложены математическая модель и алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния крышки ядерного реактора, представляющего собой двухслойную сферическую оболочку при воздействии концентрированных потоков вещества и энергии (радиационное излучение и высокотемпературный нагрев). Разрешающие уравнения получены с учетом зависимости физико-механических характеристик материала (модуля упругости E и коэффициента линейного расширения α) от температуры. Получены уравнения неосесимметричной задачи для сферической оболочки. Приводится упрощенная система уравнений для сферической двухслойной оболочки, полученная на основе преобразований Мейсснера. Аналитическое решение краевой задачи получено на основе модифицированного ме-

тода последовательных приближений, разработанного профессором В.А.Пухлий.

Ключевые слова: концентрированные потоки вещества и энергии, крышки ядерного реактора, двухслойная сферическая оболочка, система уравнений типа Мейсснера, модифицированный метод последовательных приближений.

Введение

Как известно, оборудование реакторов АЭС работает в условиях сложного нагружения, обусловленного, прежде всего, воздействием внешних механических нагрузок, агрессивных сред, высокотемпературного нагрева, радиационного облучения [1-4].

Кроме того, основные элементы реакторов (крышек и днищ, циркуляционных трубопроводов, насосов) подвергаются радиационному облучению.

В разрабатываемых реакторах будущего в качестве теплоносителя используется вода при сверхкритических параметрах, жидкий гелий, а также жидкометаллические теплоносители, жидко-солевые теплоносители. Температура теплоносителей в этих реакторах достигает величины порядка T = 1000^{o}C. В результате температурные напряжения в сочетании с механическими напряжениями от силовых воздействий и радиационного облучения могут вызвать разрушение конструкции.

Вполне очевидно, что при уточненных расчетах напряженно-деформированного состояния и прочности силовых элементов конструкции реактора необходимо учитывать изменение механических и теплофизических характеристик материала: модуля упругости E и коэффициента линейного расширения β от координат и температуры $\mathrm{T} = \mathrm{T}(\alpha_1, \alpha_2, z)$ и радиационное облучение материала.

Ниже в статье приведены полная система определяющих соотношений термоупругости непологих двухслойных сферических оболочек, включающая систему уравнений равновесия в усилиях и моментах, построение уравнений в перемещениях, анализ разрешающей системы уравнений, соотношения упругости, связывающие усилия и моменты с деформациями и перемещениями (с учетом зависимости физико-механических характеристик от температуры), геометрические параметры поверхности спая, анализ естественных граничных условий. Указанный анализ осуществлен применительно к расчету термоупругости крышек ядерных реакторов сферического профиля (рис.1).

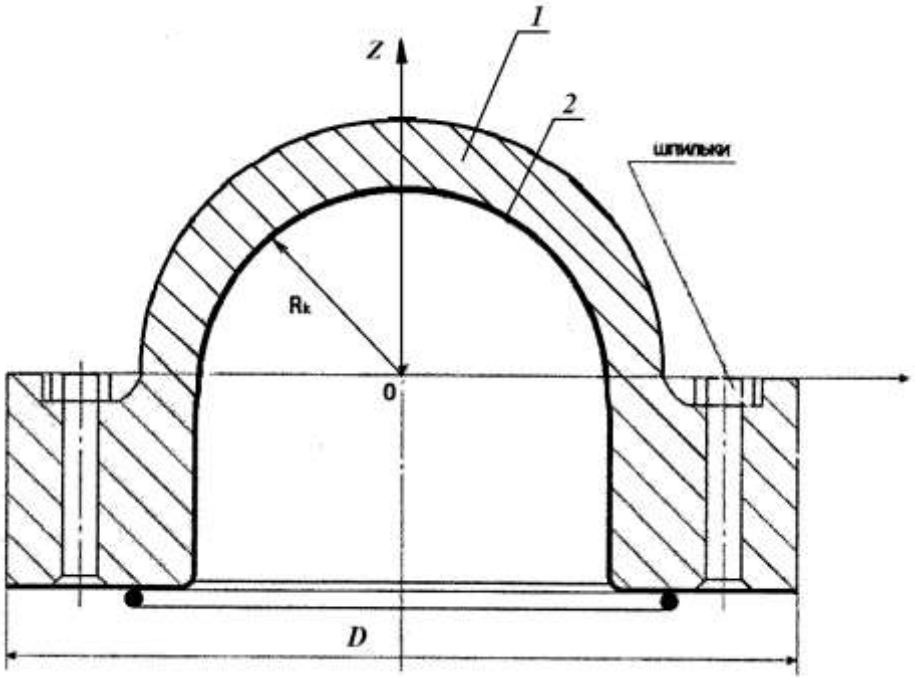


Рис. 1. Крышка ядерного реактора: 1 – материал основного металла;
2 – антикоррозионная наплавка.

Воздействии концентрированных потоков вещества и энергии на НДС крышек ядерных реакторов

Крышки и днища ядерных реакторов подвергаются радиационному облучению и высокотемпературному нагреву до $T = 350^oC$.

Радиационное облучение представляет собой процесс воздействия вещества (нейтрон и γ-кванты). Температурное воздействие обусловлено повышением энергии при высокотемпературном нагреве ($T \approx 1000^oC$).

Воздействие радиационного поля на оборудование реакторов АЭС

Ядерная энергетика предъявляет повышенные требования к используемым конструкционным материалам, технологии их производства и контролю работоспособности. Конструкционные материалы под действием облучения испытывают структурные превращения, сопровождающиеся многочисленными эффектами, в результате которых возникает дополнительная объемная деформация Q_I, изменяются упругие и пластические характеристики материала.

Степень изменения свойств и число дефектов в металле при облучении зависят от суммарного потока частиц, температуры облучения и температуры рекристаллизации металла.

Облучение вызывает повышение пределов текучести и прочности, снижение ресурса пластичности, увеличение критической температуры перехода из хрупкого в вязкое состояние. К важным радиационным эффек-

там относятся также газовое и вакансионное разбухание материалов, сопровождающееся существенным изменением размеров, короблением, растрескиванием и разрушением изделий.

Радиационную стойкость конструкционных материалов в основном повышают легированием и регулированием микроструктуры (ее измельчением).

Из всех видов облучения из-за высокой проникающей способности нейтральных частиц (нейтронов и γ-квантов) самое сильное влияние оказывает нейтронное облучение, вызывающее объемное повреждение материала.

Оценим влияние нейтронного облучения на напряженно-деформированное состояние элементов конструкций. Рассмотрим однородное изотропное тело, занимающее полупространство $z \geq 0$. Если на границе тела ($z = 0$) параллельно оси z излучаются нейтроны с одинаковой средней энергией и интенсивностью φ_0 [нейтрон /(м^2·сек)], то интенсивность потока нейтронов, доходящих до плоскости $z = \text{const}$ определяется следующим образом [6]:

$$\varphi(z) = \varphi_0 \cdot e^{-\mu z} \tag{1}$$

Величина μ называется макроскопическим эффективным сечением. Для любого химического элемента можно записать:

$$\mu = \sigma n_0 = \sigma \frac{A_0 \rho}{A},\ \text{см}^{-1}. \tag{2}$$

Здесь σ − эффективное сечение, отнесенное к одному ядру, n_0 − число ядер в 1 см^3; A_0 − число Авогадро; A − атомный вес; ρ − плотность.

В стационарном случае, учитывая (1), к моменту времени t через сечение z пройдет интегральный поток:

$$I(z) = \varphi_0 t e^{-\mu z}. \tag{3}$$

Таким образом, можно принять, что изменение объема вещества прямо пропорционально интегральному потоку $I(z)$:

$$Q_I = BI(z). \tag{4}$$

Здесь B − постоянный коэффициент, полученный из эксперимента.

Отметим, что величина $I_0 = \varphi_0 t$ дает суммарный поток нейтронов на единицу площади поверхности тела. Следует заметить, что в ядерных реакторах φ_0 имеет порядок $10^{17} \div 10^{18}$ нейтрон/(м^2·сек), а I_0 достигает значений $10^{23} \div 10^{27}$ нейтрон/м^2, при этом объемная деформация Q_I достигает значения 0,1. Следовательно, в зависимости от энергии нейтронов и облучаемого материала величина B может иметь порядок $10^{-28} \div 10^{-24}$ м^2/нейтрон.

Следует подчеркнуть, что зависимость модуля упругости E, пределов текучести σ_T, прочности и всей диаграммы растяжения от интегрального потока I_0 различных энергий исследована экспериментально после

облучения образцов в ядерных реакторах. Отмечено, что модуль упругости E при облучении возрастает до 5%. Пределы текучести и прочности материалов также возрастают при радиационном облучении.

Таким образом, по своему воздействию на упругие конструкции радиационное облучение, в основном, противоположно тепловому воздействию, которое уменьшает предел текучести материала и другие характеристики.

Для аналитического описания радиационного упрочнения предела текучести материала используется следующая формула:

$$\sigma_T = \sigma_T^0 \left\{1 + A\left[1 - \exp(-\xi I)\right]^{1/2}\right\}. \qquad (5)$$

Здесь σ_T, σ_T^0 − предел текучести облученного и необлученного материалов; A, ξ − константы материала, определяемые из экспериментов.

Что касается вопросов влияния радиационного облучения на ползучесть материалов, то первые сведения были получены при испытании урана в ядерном реакторе. Увеличивающееся при облучении количество точечных дефектов способствует ускорению ползучести урана в 50−100 раз, несмотря на то, что радиационное упрочнение материала приводит к уменьшению скорости движения дислокаций.

Таким образом, при решении краевой задачи по расчету термоупругих агрегатов ядерной энергетики могут использоваться известные зависимости модуля упругости E от температуры, в которых должно быть учтено также радиационное упрочнение физико-механических характеристик материала.

Заметим, что в условиях радиационного облучения материала повышается коррозионная и эрозионная стойкость материала конструктивных элементов оборудования реактора вследствие радиационного упрочнения предела текучести материала − σ_T.

Уравнения непологих двухслойных оболочек вращения

Предварительно рассмотрим оболочку вращения, поскольку из уравнений для нее следуют частные варианты: а) сферическая оболочка; б) коническая оболочка; в) цилиндрическая оболочка; г) торообразная оболочка и др.

Будем рассматривать оболочки в криволинейной ортогональной системе координат α_1, α_2, z. В качестве координатной поверхности используется нижняя граничная поверхность внутреннего (первого) слоя оболочки (рис.2).

Считается, что координаты α_1 и α_2 совпадают с линиями главных кривизн координатной поверхности. Поперечная координата z совпадает с направлением внешней нормали к координатной поверхности, h_k – толщи-

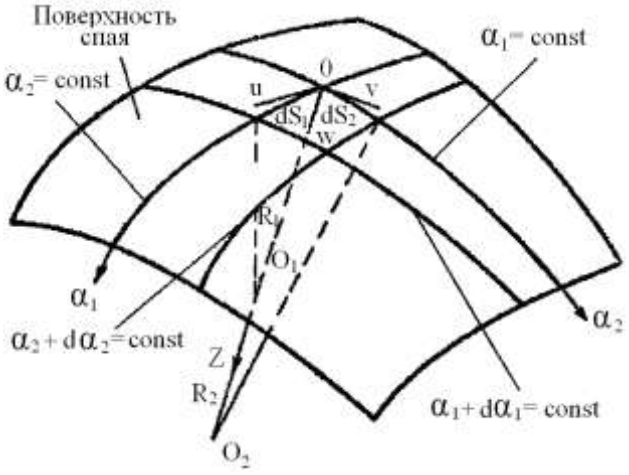


Рис. 2. Система криволинейных координат на недеформируемой поверхности спая.

на k-го слоя (k = 1,2), $h = h_1 + h_2$ - толщина оболочки, $A_i(\alpha_1, \alpha_2)$ – коэффициенты Ламе (i = 1,2), κ_i – кривизны координатных линий, u_i, w – тангенциальные и нормальные перемещения координатной поверхности.

Распределение тангенциальных перемещений по толщине следует линейному закону

$$u_i(z) = u_i + z\vartheta_i \tag{6}$$

где ϑ_i – углы поворота нормали к координатной поверхности $\vartheta_i = k_i u_i - \frac{1}{A_i}\frac{\partial w}{\partial \alpha_i}$, $(i = 1,2)$.

Компоненты тангенциальной деформации задаются в виде:

$$\varepsilon_{11} = \frac{1}{A_1}\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}u_2 + k_1 w,\ \varepsilon_{22} = \frac{1}{A_2}\frac{\partial u_2}{\partial \alpha_2} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}u_1 + k_2 w,$$
$$\omega = \frac{A_1}{A_2}\frac{\partial}{\partial \alpha_2}\left(\frac{u_1}{A_1}\right) + \frac{A_2}{A_1}\frac{\partial}{\partial \alpha_1}\left(\frac{u_2}{A_2}\right) \tag{7}$$

Параметры изменения кривизн и кручения [5]:

$$\kappa_1 = \frac{1}{A_1}\frac{\partial \vartheta_1}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}\vartheta_2,\ \kappa_2 = \frac{1}{A_2}\frac{\partial \vartheta_2}{\partial \alpha_2} + \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}\vartheta_1,$$
$$\tau = -\frac{1}{A_1 A_2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial \alpha_1 \partial \alpha_2} - \frac{1}{A_1}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}\frac{\partial w}{\partial \alpha_1} - \frac{1}{A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}\frac{\partial w}{\partial \alpha_2}\right) + k_1\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_2} - \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}u_1\right) + \tag{8}$$
$$+ k_2\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial u_2}{\partial \alpha_1} - \frac{1}{A_1 A_2}\frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}u_2\right).$$

Считается, что материал слоев оболочки подчиняется закону Гука. Главные направления упругости слоев в каждой точке совпадают с направлениями координатных линий α_1, α_2. Предполагается, что оболочка подвержена воздействию высоких температур $T = T(\alpha_1, \alpha_2, z)$, неравномерно распределенных по её толщине и поверхности. Поэтому физико-

механические характеристики слоев $E_i^{(k)}$ – модули упругости, $G_{ij}^{(k)}$ – модули сдвига, $\alpha^{(k)}$ – коэффициент линейного температурного расширения считаются зависящими от температуры (k = 1, 2). В этом случае напряжения в слоях представляются в виде суммы компонент, обусловленных упругими и температурными деформациями

$$\sigma_{11}^{(k)} = \sigma_{11_0}^{(k)} - \sigma_{1_T}^{(k)}, \quad \sigma_{22}^{(k)} = \sigma_{22_0}^{(k)} - \sigma_{2_T}^{(k)}, \quad \sigma_{12}^{(k)} = \sigma_{12_0}^{(k)} = G_{12}^{(k)}\varepsilon_{12}^{(k)}, \quad (k=1,2),$$

$$\sigma_{11_0}^{(k)} = \frac{E_1^{(k)}}{1-\mu_{(k)}^2}(\varepsilon_{11}^{(k)} + \mu_{(k)}^2\varepsilon_{22}^{(k)}), \quad \sigma_{22_0}^{(k)} = \frac{E_2^{(k)}}{1-\mu_{(k)}^2}(\varepsilon_{22}^{(k)} + \mu_{(k)}^2\varepsilon_{11}^{(k)},$$

$$\sigma_{i_T}^{(k)} = \frac{E_i^{(k)}}{1-\nu_{(k)}^2}(1+\mu_{(k)})\alpha^{(k)})T(\alpha_1,\alpha_2,z), \quad (i=1,2), \tag{9}$$

где $\mu_{(k)}$ – коэффициент Пуассона *к*-го слоя.

Уравнения равновесия и граничные условия

Уравнения равновесия и естественные граничные условия двухслойных оболочек вращения получаются посредством применения принципа возможных перемещений Лагранжа

$$\delta\Pi - \delta A_1 - \delta A_2 = 0. \tag{10}$$

Здесь $\delta\Pi$, $\delta A_1, \delta A_2$ – вариации потенциальной энергии деформации оболочки, работы внешней поверхностной нагрузки, приведенной к её координатной поверхности и внешних контурных усилий. Для них принято следующее описание

$$\delta\Pi = \iiint\limits_{V_k}\left\{\sum_{k=1}^{2}\left[\sum_{i=1}^{2}\sum_{j=1}^{2}\sigma_{ij}^{(k)}(z)\delta\varepsilon_{ij}^{(k)}\right]\right\}A_1A_2d\alpha_1d\alpha_2dz, \tag{11}$$

$$\delta A_1 = (p_1\delta u_1 + p_2\delta u_2 + q\delta w)A_1A_2d\alpha_1d\alpha_2, \tag{12}$$

$$\delta A_2 = \int\limits_{\Gamma_1}\left[\sum_{j=1}^{2}(N_{1j}^*\delta u_j + M_{1j}^*\delta\vartheta_j) + Q_1^*\delta w\right]A_2d\alpha_2 + \int\limits_{\Gamma_2}\left[\sum_{i=1}^{2}(N_{i2}^*\delta u_i + M_{i2}^*\delta\vartheta_i) + Q_2^*\delta w\right]A_1d\alpha_1 \tag{13}$$

где p_1, p_2, q – компоненты поверхностной нагрузки по направлениям осей α_1, α_2, z соответственно, а N_{ij}^*, Q_i^*, и M_{ij}^* – приложенные к контуру оболочки внешние тангенциальные усилия, поперечные усилия, изгибающие и крутящие моменты.

Используя представление напряжений (9), деформаций (7), (8) и перемещений (6) и вводя полные удельные усилия и моменты в оболочке по формулам

$$N_{ij_0} = N_{ij_0}^{(1)} + N_{ij_0}^{(2)}, \qquad N_{i_\mathrm{T}} = N_{i_\mathrm{T}}^{(1)} + N_{i_\mathrm{T}}^{(2)}, \qquad M_{ij_0} = M_{ij_0}^{(1)} + M_{ij_0}^{(2)},$$
$$M_{i_\mathrm{T}} = M_{i_\mathrm{T}}^{(1)} + M_{i_\mathrm{T}}^{(2)}, \qquad (i, j = 1,2),$$

где

$$N_{ij_0}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{ij_0}^{(k)} dz, \; N_{i_\mathrm{T}}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{i_\mathrm{T}}^{(k)} dz, \; M_{ij_0}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{ij_0}^{(k)} z dz,$$
$$M_{i_\mathrm{T}}^{(k)} = \int\limits_{h_k} \sigma_{i_\mathrm{T}}^{(k)} z dz, \quad (i, j = 1,2; \quad k = 1,2) \tag{14}$$

выражение (11) для потенциальной энергии деформации можно привести к виду

$$\begin{aligned}
\delta\Pi = -\iint\limits_F \Bigg\{ & \Bigg[\frac{\partial(A_2 N_{11})}{\partial\alpha_1} - \frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1} N_{22} + \frac{1}{A_1}\frac{\partial(A_1^2 N_{12})}{\partial\alpha_2} + k_1\left(\frac{\partial(A_2 M_{11})}{\partial\alpha_1} - \frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1} M_{22} \right) + \\
& + \frac{1}{A_1}\frac{\partial(k_1 A_1^2 M_{12})}{\partial\alpha_2} \Bigg] \delta u_1 + \Bigg[\frac{\partial(A_1 N_{22})}{\partial\alpha_2} - \frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2} N_{11} + \frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_2^2 N_{12})}{\partial\alpha_1} + \\
& + k_2\left(\frac{\partial(A_1 M_{22})}{\partial\alpha_2} - \frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2} M_{11} \right) + \frac{1}{A_2}\frac{\partial(k_2 A_2^2 M_{12})}{\partial\alpha_1} \Bigg] \delta u_2 + \Bigg\{ \frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1}\frac{\partial(A_2 M_{11})}{\partial\alpha_1} \right] - \\
& - \frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2} M_{11} \right) + \frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2^2}\frac{\partial(A_2^2 M_{12})}{\partial\alpha_1} \right] + \frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1^2}\frac{\partial(A_1^2 M_{12})}{\partial\alpha_2} \right] + \\
& + \frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_1 M_{22})}{\partial\alpha_2} \right] - \frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1} M_{22} \right) - A_1 A_2 (k_1 N_{11} + k_2 N_{22}) \Bigg\} \delta w \Bigg\} d\alpha_1 d\alpha_2 + \\
& + \int\limits_{\Gamma_2} \Bigg\{ (A_1 N_{12} + A_1 \kappa_1 M_{12}) \delta u_1 + (A_1 N_{22} + A_1 \kappa_2 M_{22}) \delta u_2 + \Bigg[\frac{1}{A_2^2}\frac{\partial(A_2^2 M_{12})}{\partial\alpha_1} + \frac{1}{A_2} \times \\
& \times \left(\frac{\partial(A_1 M_{22})}{\partial\alpha_2} - - \frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2} M_{11} \right) \Bigg] \delta w - M_{12}\frac{\partial}{\partial\alpha_1}(\delta w) - \frac{A_1}{A_2}\frac{\partial}{\partial\alpha_2}(\delta w) \Bigg\} d\alpha_1 + \\
& + \int\limits_{\Gamma_1} \Bigg\{ (A_2 N_{11} + A_2 \kappa_1 M_{11}) \delta u_1 + (A_2 N_{12} + A_2 \kappa_2 M_{12}) \delta u_2 + \Bigg[\frac{1}{A_1^2}\frac{\partial(A_1^2 M_{12})}{\partial\alpha_2} + \frac{1}{A_1} \times \\
& \times \left(\frac{\partial(A_2 M_{11})}{\partial\alpha_1} - \frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1} M_{22} \right) \Bigg] \delta w - M_{12}\frac{\partial}{\partial\alpha_2}(\delta w) - \frac{A_2}{A_1}\frac{\partial}{\partial\alpha_1}(\delta w) \Bigg\} d\alpha_2 .
\end{aligned} \tag{15}$$

Из условий произвольности и независимости вариаций перемещений с учетом выражений (12), (13) получаем систему трех уравнений равновесия оболочки вращения в усилиях и моментах.

$$\frac{\partial(A_2N_{11})}{\partial\alpha_1}-\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}N_{22}+\frac{1}{A_1}\frac{\partial(A_1^2N_{12})}{\partial\alpha_2}+k_1\left(\frac{\partial(A_2M_{11})}{\partial\alpha_1}-\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}M_{22}\right)+$$
$$+\frac{1}{A_1}\frac{\partial(k_1A_1^2M_{12})}{\partial\alpha_2}+A_1A_2p_1=0,$$
$$\frac{\partial(A_1N_{22})}{\partial\alpha_2}-\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}N_{11}+\frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_2^2N_{12})}{\partial\alpha_1}+k_2\left(\frac{\partial(A_1M_{22})}{\partial\alpha_2}-\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}M_{11}\right)+$$
$$+\frac{1}{A_2}\frac{\partial(k_2A_2^2M_{12})}{\partial\alpha_1}+A_1A_2p_2=0, \qquad (16)$$
$$\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1}\frac{\partial(A_2M_{11})}{\partial\alpha_1}\right]-\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left(\frac{1}{A_2}\frac{\partial A_1}{\partial\alpha_2}M_{11}\right)+\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2^2}\frac{\partial(A_2^2M_{12})}{\partial\alpha_1}\right]+$$
$$+\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left[\frac{1}{A_1^2}\frac{\partial(A_1^2M_{12})}{\partial\alpha_2}\right]++\frac{\partial}{\partial\alpha_2}\left[\frac{1}{A_2}\frac{\partial(A_1M_{22})}{\partial\alpha_2}\right]-\frac{\partial}{\partial\alpha_1}\left(\frac{1}{A_1}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}M_{22}\right)-$$
$$-A_1A_2(k_1N_{11}+k_2N_{22})+A_1A_2q=0.$$

Из контурных интегралов вариационного уравнения следуют естественные граничные условия.

Заметим, что для оболочек вращения, срединная поверхность которых образована вращением плоской кривой вокруг прямой, лежащей в той же плоскости, основные соотношения, приведенные выше, упрощаются [6], так как в этом случае коэффициент Ламе A_1 не зависит от координаты α_2, поэтому $A_{1,2}=0$.

Поэтому дифференциальные операторы в уравнениях равновесия, а также компоненты тангенциальной деформации и параметры изгибной деформации будут иметь несколько более простой вид:

$$\varepsilon_{11}=A_1^{-1}\frac{\partial u_1}{\partial\alpha_1}+k_1w, \qquad \varepsilon_{22}=\frac{1}{A_2}\frac{\partial u_2}{\partial\alpha_2}+(A_1A_2)^{-1}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}u_2+k_2w,$$
$$\omega=\frac{1}{A_1}\frac{\partial u_2}{\partial\alpha_1}+\frac{1}{A_2}\frac{\partial u_1}{\partial\alpha_2}-(A_1A_2)^{-1}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}u_2, \quad \vartheta_i=k_iu_i-\frac{1}{A_i}\frac{\partial w}{\partial\alpha_i}, \qquad (17)$$
$$k_1=\frac{1}{A_1}\frac{\partial\vartheta_1}{\partial\alpha_1}, \qquad k_2=\frac{1}{A_2}\frac{\partial\vartheta_2}{\partial\alpha_2}+\frac{1}{A_1A_2}\frac{\partial A_2}{\partial\alpha_1}\vartheta_2,$$
$$\kappa_{12}=\frac{1}{A_1}\frac{\partial\vartheta_2}{\partial\partial_1}+\frac{1}{A_2}\frac{\partial\vartheta_1}{\partial\partial_2}-\frac{1}{A_1A_2}\frac{\partial A_2}{\partial\partial_1}\vartheta_2.$$

Используя формулы (7)-(9), (14), получим соотношения термоупругости, связывающие усилия и моменты с деформациями координатной поверхности и параметрами изменения кривизн:

$$N_{11}=B_1\varepsilon_{11}+B_2\varepsilon_{22}+A_1\kappa_{11}+A_2\kappa_{22}, \quad N_{22}=B_1\varepsilon_{22}+B_2\varepsilon_{11}+A_1\kappa_{22}+A_2\kappa_{11},$$
$$M_{11}=A_1\varepsilon_{11}+A_2\varepsilon_{22}+D_1\kappa_{11}+D_2\kappa_{22}, \quad M_{22}=A_1\varepsilon_{22}+A_2\varepsilon_{11}+D_1\kappa_{22}+D_2\kappa_{11},$$
$$N_{12}=B_{12}\omega+A_{12}\kappa_{12}, \qquad M_{12}=B_{12}\omega+D_{12}\kappa_{12}. \qquad (18)$$

В соотношениях (18) мембранные B_i $(i=1,2)$, мембранно – изгибные A_i и изгибные D_i жесткостные параметры двухслойной оболочки равны:

$$B_1=\frac{1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1}E_1(T)dz+\frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{h_2}E_2(T)dz;\qquad B_{12}=\int_{h_1}G_{12}^{(1)}(T)dz+\int_{h_2}G_{12}^{(2)}(T)dz;$$

$$B_2=\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1}E_1(T)dz+\frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{h_2}E_2(T)dz\ ;$$

$$A_1=\frac{1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1}E_1(T)zdz+\frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{h_2}E_2(T)zdz;\quad A_{12}=\int_{h_1}G_{12}^{(1)}(T)zdz+\int_{h_2}G_{12}^{(2)}(T)zdz;$$

$$A_2=\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1}E_1(T)zdz+\frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{h_2}E_2(T)zdz;$$

$$D_1=\frac{1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1}E_1(T)z^2dz+\frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{h_2}E_2(T)z^2dz;$$

$$D_{12}=\int_{h_1}G_{12}^{(1)}(T)z^2dz+\int_{h_2}G_{12}^{(2)}(T)z^2dz;$$

$$D_2=\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_{h_1}E_1(T)z^2dz+\frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{h_2}E_2(T)z^2dz.$$

Температурные составляющие усилий и моментов с учетом переменности модулей упругости и коэффициентов β_1,β_2 линейного температурного расширения слоев определяются по формулам:

$$N_T=\frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1}E_1\beta_1Tdz+\frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0}E_2\beta_2Tdz$$

$$M_T=\frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1}E_1\beta_1Tzdz+\frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0}E_2\beta_2Tzdz$$

Из полученных общих уравнений следуют уравнения различного типа оболочек вращения.

а) Теория биметаллических сферических оболочек. Основные уравнения

В общем случае неосесимметричной задачи первая квадратичная форма будет $1=\mathrm{R}^2\left(d\alpha^2+\sin^2\alpha\cdot d\beta^2\right)$, где α и β соответственно углы широты и долготы в географической системе координат.

Поэтому $A_1=R$, $A\ =R\sin\alpha$, $k_{11}=k_{22}=\frac{1}{R}\cdot\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(R\sin\alpha\cdot N_{11}\right)-R\cos\alpha\cdot N_{22}+$

$$+\frac{1}{R}\left(R^2\frac{\partial N_{12}}{\partial\beta}\right)+\left(\sin\alpha\cdot M_1\right)\frac{\partial}{\partial\alpha}-R\cos\alpha\cdot\frac{1}{R}M_{22}+\frac{1}{R^2}R^2\cdot\frac{\partial M_{12}}{\partial\beta}+R^2\sin\alpha\cdot p_1=0 \text{ или}$$

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}\left[\sin\alpha\left(\mathrm{RN}_{11}+M_{11}\right)\right]-\cos\alpha\cdot\left(RN_{22}+M_{22}\right)+\frac{\partial}{\partial\beta}\left(RN_{12}+M_{12}\right)+R^2\sin\alpha\cdot p_1=0. \quad (19)$$

$$R\frac{\partial N_{22}}{\partial\beta}+\frac{1}{R\sin\alpha}\cdot\left(R^2\sin^2\alpha\cdot N_{12}\right)_{,\alpha}+\frac{\partial M_{22}}{\partial\beta}+\frac{1}{R^2\sin\alpha\partial\alpha}\left(R^2\sin^2\alpha\cdot M_{12}\right)+R^2\sin\alpha\cdot p_2=0$$

или

$$\frac{\partial}{\partial\beta}\left(RN_{22}+M_{22}\right)+\frac{\mathrm{R}}{\sin\alpha}\left(2\sin\alpha\cos\alpha\cdot N_{12}+\sin^2\alpha\cdot\frac{\partial N_{12}}{\partial\alpha}\right)+$$

$$+\frac{1}{\sin\alpha}\left(2\cos\alpha\cdot\sin\alpha\cdot M_{12}+\sin^2\alpha\cdot\frac{\partial M_{12}}{\partial\alpha}\right)+R^2\sin\alpha\cdot p_2=0.$$

$$\frac{\partial}{\partial\beta}\left(\mathrm{RN}_{22}+M_{22}\right)+2\cos\alpha\left(RN_{12}+M_{12}\right)+\sin\alpha\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(RN_{12}+M_{12}\right)+R^2\sin\alpha\cdot p_2=0. \quad (20)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial\alpha^2}\left(\sin\alpha\cdot M_{11}\right)+\left(\frac{1}{R^2}\cdot R^2M_{12}\right)+\frac{\partial}{\partial\beta}\left[\frac{1}{R^2\sin^2\alpha}\cdot\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(R^2\sin^2\alpha\cdot M_{12}\right)\right]-$$

$$-R^2\sin\alpha\cdot\frac{1}{R}\left(N_{11}+N_{22}\right)+R^2\sin\alpha\cdot q=0. \quad (21)$$

Но

$$\frac{\partial^2}{\partial\alpha^2}\left(\sin\alpha\cdot M_{11}\right)=\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(\cos\alpha\cdot M_{11}+\sin\alpha\cdot\frac{\partial M_{11}}{\partial\alpha}\right)=-\sin\alpha\cdot M_{11}+\cos\alpha\cdot\frac{\partial M_{11}}{\partial\alpha}+$$

$$+\sin\alpha\cdot\frac{\partial^2M_{11}}{\partial\alpha^2}=\sin\alpha\cdot\frac{\partial^2M_{11}}{\partial\alpha^2}+2\cos\alpha\cdot\frac{\partial M_{11}}{\partial\alpha}-\sin\alpha\cdot M_{11}.$$

$$\frac{\partial^2}{\partial\beta^2}\left(\frac{1}{\sin\alpha}\cdot M_{22}\right)=\frac{1}{\sin\alpha}\cdot\frac{\partial^2M_{22}}{\partial\beta^2};$$

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(\cos\alpha\cdot M_{22}\right)=-\sin\alpha\cdot M_{22}+\cos\alpha\cdot\frac{\partial M_{22}}{\partial\alpha};$$

$$\frac{\partial}{\partial\beta}\left[\frac{1}{\sin^2\alpha}\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(\sin^2\alpha\cdot M_{12}\right)\right]=\frac{\partial}{\partial\beta}\left[\frac{1}{\sin^2\alpha}\left(2\sin\alpha\cdot\cos\alpha\cdot M_{12}+\sin^2\alpha\cdot\frac{\partial M_{12}}{\partial\alpha}\right)\right]=$$

$$=2ctg\alpha\cdot\frac{\partial M_{12}}{\partial\beta}+\frac{\partial^2M_{12}}{\partial\alpha\partial\beta};$$

В результате уравнение (21) перепишется следующим образом:

$$\sin^2\alpha\cdot\frac{\partial^2M_{11}}{\partial\alpha^2}+2\cos\alpha\cdot\frac{\partial M_{11}}{\partial\alpha}-\sin\alpha\cdot M_{11}+\frac{1}{\sin\alpha}\frac{\partial^2M_{22}}{\partial\beta^2}+\sin\alpha\cdot M_{22}-\cos\alpha\cdot\frac{\partial M_{22}}{\partial\alpha}+$$

$$+\frac{\partial^2M_{12}}{\partial\alpha\partial\beta}+2ctg\alpha\cdot\frac{\partial M_{12}}{\partial\beta}+\frac{\partial^2M_{12}}{\partial\alpha\partial\beta}-R\sin\alpha\left(N_{11}+N_{22}\right)+R^2\sin\alpha\cdot q=0.$$

Итак, окончательно уравнения двухслойной непологой сферической оболочки при неосесимметричном деформировании записываются в виде:

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}\left[\sin\alpha\left(\mathrm{RN}_{11}+M_{11}\right)\right]-\cos\alpha\left(RN_{22}+M_{22}\right)+\frac{\partial}{\partial\beta}\left(RN_{12}+M_{12}\right)+R^2\sin\alpha\cdot p_1=0. \quad (22)$$

$$\frac{\partial}{\partial\beta}\left(RN_{22}+M_{22}\right)+2\cos\alpha\left(RN_{12}+M_{12}\right)+\sin\alpha\cdot\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(RN_{12}+M_{12}\right)+R^2\sin\alpha\cdot p_2=0. \quad (23)$$

$$\sin^2\alpha\cdot\frac{\partial^2M_{11}}{\partial\alpha^2}+2\frac{\partial^2M_{12}}{\partial\alpha\partial\beta}+\frac{1}{\sin\alpha}\frac{\partial^2M_{22}}{\partial\beta^2}+\cos\alpha\cdot\left(2\frac{\partial M_{11}}{\partial\alpha}-\frac{\partial M_{22}}{\partial\alpha}\right)+2ctg\alpha\cdot\frac{\partial M_{12}}{\partial\beta}-$$

$$-\sin\alpha\left(M_{11}-M_{22}\right)-R\sin\alpha\left(N_{11}+N_{22}\right)+R^2\sin\alpha\cdot q=0. \quad (24)$$

б) Осесимметричная задача для сферической оболочки

При осесимметричном деформировании исходная система уравнений равновесия в усилиях – моментах примет следующий вид [15]:

$$\begin{cases} \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\alpha}(N_1 R_2 \sin\alpha) - N_2 R_1 \cos\alpha - Q_1 R_2 \sin\alpha = 0. \\ \frac{d}{d\alpha}(Q_1 R_2 \sin\alpha) + N_1 R_2 \sin\alpha + N_2 R_1 \sin\alpha + q R_1 R_2 \sin\alpha = 0. \\ \frac{d}{d\alpha}(M_1 R_2 \sin\alpha) - M_2 R_1 \cos\alpha - Q_1 R_1 R_2 \sin\alpha = 0. \end{cases} \quad (25)$$

В этих уравнениях N_1, N_2 – соответственно удельная меридиональная и окружная нормальные силы, M_1, M_2 – удельные меридиональный и окружной изгибающий моменты, Q_1 – удельная поперечная сила, α – угол между нормалью к поверхности спая и осью симметрии крышки; $R_1 = R_1(\alpha_1, \alpha_2)$, $R_2 = R_2(\alpha_1, \alpha_2)$ – главные радиусы кривизны поверхности спая крышки сферы $(R_1 = R_2 = R)$; α_1 и α_2 – линии главных кривизн $(\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha)$.

Соотношения упругости, связывающие усилия и моменты с относительными деформациями поверхности спая и параметрами изменения кривизн, определяются по формулам:

$$N_1 = B_1\varepsilon_1 + B_2\varepsilon_2 - C_1 k_1 - C_2 k_2 - N_T, \quad N_2 = B_2\varepsilon_1 + B_1\varepsilon_2 - C_2 k_1 - C_1 k_2 - N_T,$$
$$M_1 = C_1\varepsilon_1 + C_2\varepsilon_2 - D_1 k_1 - D_2 k_2 - M_T, \quad M_2 = C_2\varepsilon_1 + C_1\varepsilon_2 - D_2 k_1 - D_1 k_2 - M_T. \quad (26)$$

При этом компоненты деформации ε_1, ε_2 и параметры изменения кривизн k_1, k_2, равны:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{R_1}\left(\frac{du}{d\alpha}\sin\alpha + \frac{dw}{d\alpha}\cos\alpha\right), \ \varepsilon_2 = \frac{w}{R_2 \sin\alpha}, \ k_1 = \frac{1}{R_1}\frac{d\vartheta}{d\alpha}, \quad k_2 = \frac{\vartheta \cdot ctg\alpha}{R_2},$$
$$\vartheta = \frac{1}{R_1}\left(\frac{du}{d\alpha}\cos\alpha - \frac{dw}{d\alpha}\sin\alpha\right). \quad (27)$$

u, w – соответственно перемещение вдоль оси вращения и прогиб.

Температурные составляющие усилий и моментов с учетом переменности модулей упругости и коэффициентов β_1, β_2 линейного температурного расширения слоев ($E_i = E_i(T, \alpha_1, \alpha_2 z), \beta_i = \beta_i(T, \alpha_1, \alpha_2, z), (i = 1, 2)$ – номер слоя):

$$N_T = \frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1} E_1\beta_1 T dz + \frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2\beta_2 T dz, \quad M_T = \frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1} E_1\beta_1 T z dz + \frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2\beta_2 T z dz. \quad (28)$$

В соотношениях (26) теперь мембранные B_i $(i = 1, 2)$, мембранно-изгибные C_i и изгибные D_i жесткостные параметры двухслойной оболочки определяются по формулам:

$$B_1 = \frac{1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1} E_1 dz + \frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2 dz \qquad B_2 = \frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1} E_1 dz + \frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2 dz$$

$$C_1 = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1} E_1 z dz - \frac{1}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2 z dz\right), \quad C_2 = \frac{1}{2}\left(\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1} E_1 z dz - \frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2 z dz\right),$$

$$D_1 = \frac{1}{3}\frac{1}{1-\mu_1}\int_0^{\delta_1} E_1 z^2 dz + \frac{1}{3}\frac{1}{1-\mu_2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2 z^2 dz, \quad D_2 = \frac{1}{3}\frac{\mu_1}{1-\mu_1^2}\int_0^{\delta_1} E_1 z^2 dz + \frac{1}{3}\frac{\mu_2}{1-\mu_2^2}\int_{-\delta_2}^{0} E_2 z^2 dz. \quad (29)$$

Следуя классической схеме построения уравнений в перемещениях, исключим поперечную силу Q_1, выразив ее через изгибающие моменты M_1 и M_2 в третьем уравнении (25) и подставляя в первые два уравнения (25) соотношения (26) с учетом (27), приведем исходную систему уравнений равновесия в усилиях - моментах (25) к двум уравнениям относительно перемещений u, w:

$$\mathrm{a}_1 \frac{d^3 w}{d\alpha^3} + a_2 \frac{d^2 w}{\partial\alpha^2} + a_3 \frac{dw}{d\alpha} + a_4 w + b_1 \frac{d^2 u}{d\alpha^2} + b_2 \frac{du}{d\alpha} + b_3 u = \mathrm{Y}^*;$$

$$m_1 \frac{d^4 w}{d\alpha^4} + m_2 \frac{d^3 w}{\partial\alpha^3} + m_3 \frac{d^2 w}{\partial\alpha^2} + m_4 \frac{dw}{d\alpha} + m_5 w + n_1 \frac{d^3 u}{\partial\alpha^3} + n_2 \frac{d^2 u}{\partial\alpha^2} + n_3 \frac{du}{\partial\alpha} + n_4 u = Z^*. \quad (30)$$

Здесь $\mathrm{a}_1 - a_4$, $b_1 - b_3$, $m_1 - m_5$, $n_1 - n_4$ – коэффициенты уравнений.

Запишем систему уравнений (30) в операторной форме [12, 13]:

$$A_1 L_3 w + B_1 L_2 u = Y^*; \quad (31)$$

$$A_2 L_4 w + B_2 L_3^* u = Z^*. \quad (32)$$

Нижний индекс у операторов указывает на порядок дифференциального оператора:

$$\mathrm{L}_4 = m_1 \cdot \frac{d^4}{d\alpha^4} + m_2 \frac{d^3}{d\alpha^3} + m_3 \frac{d^2}{d\alpha^2} + m_4 \frac{d}{d\alpha} + m_5;$$

$$L_3 = a_1 \frac{d^3}{d\alpha^3} + a_2 \frac{d^2}{d\alpha^2} + d_3 \frac{d}{d\alpha} + d_4;$$

$$L_3^* = n_1 \frac{d^3}{d\alpha^3} + n_2 \frac{d^2}{dx^2} + n_3 \frac{d}{d\alpha} + n_4;$$

$$L_2 = b_1 \frac{d^2}{d\alpha^2} + b_2 \frac{d}{d\alpha} + b_3. \quad (33)$$

Отметим, что однородное уравнение (31) тождественно удовлетворяется новой потенциальной функцией F по формулам:

$$W = -B_1 L_2 F; \qquad W = A_1 L_3 F. \quad (34)$$

Действительно, можем записать:

$$A_1 L_3 \left(-B_1 L_2 F\right) + B_1 L_2 \left(A_1 L_3 F\right) = -A_1 B_1 L_2 F + A_1 B_1 L_2 L_3 F \equiv 0. \quad (35)$$

Второе уравнение (32) приводится к дифференциальному уравнению 6-го порядка:

$$A_2 L_4 \left(-B_1 L_2 F\right) + B_2 L_3^* \left(A_1 L_3 F\right) = Z^*, \text{ или}$$

$$\left(A_1 B_2 L_3 L_3^* - A_2 B_1 L_2 L_4\right) F = Z^*. \quad (36)$$

Вполне очевидно, произведения $L_2 L_4 F$, $L_3 L_3^* F$ дают оператор 6-го порядка.

Отметим, что уравнения однородных оболочек приводятся в работе С.П.Тимошенко [14], а уравнения осесимметричных биметаллических оболочек приведены в работе [15].

Существенное упрощение может быть достигнуто с помощью преобразования Мейсснера [8] введением новых разрешающих функций:

$$V = Q_1 R. \tag{37}$$

$$\vartheta = \frac{1}{R}\left(\frac{du}{d\alpha}\cos\alpha - \frac{dw}{d\alpha}\sin\alpha\right). \tag{38}$$

В уравнениях (37) и (38) V – силовая функция; ϑ – угол.

$$\begin{cases} L(\vartheta) - \psi_3\vartheta + \psi_2 L(V) - \left(\psi_1 - \dfrac{R_1}{D_1^*}\right)V = F_1(\alpha), \\ L(V) - \dfrac{B_1^2 - B_2^2}{B_1}\left[\lambda_2 L(\vartheta) - (\lambda_1 - R_1)\vartheta\right] + \dfrac{B_2}{B_1}V = F_2(\alpha). \end{cases} \tag{39}$$

Здесь L дифференциальный оператор Мейсснера второго порядка:

$$L(\ ) = \frac{R_2}{R_1}\frac{d^2(\ )}{d\alpha^2} + \left[\frac{R_2}{R_1}ctg\alpha + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)\right]\times\frac{d(\ )}{d\alpha} - \frac{R_1}{R_2}ctg^2\alpha\cdot(\ ). \tag{40}$$

$$F_1(\alpha) = \psi_2\left[\left(\frac{R_2}{R_1} - \frac{R_1}{R_2}\right)ctg\alpha - \frac{d}{d\alpha}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)\right]\times\frac{F(\alpha)}{\sin^2\alpha} + L_1(R_1 - R_2)ctg\alpha - \frac{d}{d\alpha}(L_T R_2) - \psi_2\frac{d}{d\alpha}\left(qR_2^2\right).$$

$$F_2(\alpha) = \frac{F(\alpha)}{\sin^2\alpha}\left[\left(\frac{R_2}{R_1} - \frac{R_1}{R_2}\right)ctg\alpha - \frac{d}{d\alpha}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)\right] + \frac{B_1 - B_2}{B_1}\left[N_T(R_2 - R_1)ctg\alpha + \frac{d}{d\alpha}(N_T R_2)\right] - \frac{d}{d\alpha}\left(qR_2^2\right) \tag{41}$$

При этом

$$\mathrm{F}(\alpha) = R_2\sin\alpha(N_1\sin\alpha + Q_1\cos\alpha) = C - \int R_1 R_2 q\cos\alpha\cdot\sin\alpha d\alpha. \tag{42}$$

Если принять $q = 0$, то $\mathrm{R}_2\sin\alpha(N_1\sin\alpha + Q_1\cos\alpha) = C.$

Каждое слагаемое в левой части последнего равенства имеет смысл проекции равнодействующей внутренних сил на ось вращения, а константа интегрирования С – это аналогичная проекция внешней нагрузки. Поэтому равенство (42) имеет смысл условия равновесия части оболочки, отсеченной текущим сечением α, в направлении оси вращения. Если считать, что на каждой из граничных параллелей оболочки действуют лишь самоуравновешенные усилия, то $C = 0$.

При этом усилия и моменты выражаются через разрешающие функции по формулам:

$$N_1 = \frac{\mathrm{V}}{R_2}ctg\alpha + \frac{F(\alpha)}{R_2\sin^2\alpha}, \qquad N_2 = -\frac{1}{R_2}\frac{dV}{d\alpha} - \frac{1}{R_1}\left(\frac{F(\alpha)}{\sin^2\alpha} + R_1R^2q\right), \tag{43}$$

$$M_1 = -\left(\frac{\lambda_1 ctg\alpha}{R_2}V + \frac{\lambda_2}{R_1}\frac{dV}{d\alpha} + \frac{D_1^* ctg\alpha}{R_2}\vartheta + \frac{D_1^*}{R_1}\frac{d\vartheta}{d\alpha}\right) + \frac{\lambda_1}{R_2\sin^2\alpha}F(\alpha) - \frac{\lambda_2}{R_1}H(\alpha) - M_T^*,$$

$$M_2 = -\left(\frac{\lambda_2 ctg\alpha}{R_2}V + \frac{\lambda_1}{R_1}\frac{dV}{d\alpha} + \frac{D_1^* ctg\alpha}{R_2}\vartheta + \frac{D_2^*}{R_1}\frac{d\vartheta}{d\alpha}\right) + \frac{\lambda_2}{R_2\sin^2\alpha}F(\alpha) - \frac{\lambda_1}{R_1}H(\alpha) - M_T^*, \tag{44}$$

где $H(\alpha)=-\frac{1}{R}\frac{dV}{d\alpha}+R_1R_2q.$

В системе уравнений (39) жесткостные коэффициенты ψ_i $(i=1,2,3)$, λ_i $(i=1,2)$ и функции, стоящие в правой части уравнений, имеют вид

$$\psi_1=\frac{\lambda_1}{D_1^*}\quad \psi_2=\frac{\lambda_2}{D_2^*}\qquad \psi_3=\frac{D_2^*}{D_1^*}\qquad \lambda_1=\frac{B_1C_1-B_2C_2}{B_1^2-B_2^2},\quad \lambda_2=\frac{B_1C_2-B_2C_1}{B_1^2-B_2^2},$$

$$D_1^*=D_1-C_1\lambda_1-C_2\lambda_2,\ D_2^*=D_2-C_1\lambda_2-C_2\lambda_1,\ M_T^*=M_T-\frac{C_1+C_2}{B_1+B_2}N_T,\ L_T=\frac{M_T^*}{D_1^*}. \qquad (45)$$

Для двухслойных сферических оболочек из контурных интегралов вариационного уравнения (15) следуют естественные граничные условия на внешнем контуре оболочки. Для осесимметричной сферической оболочки система разрешающих уравнений (39) имеет четвертый порядок. На внешнем контуре оболочки ставятся два граничных условия. Они могут быть записаны в статическом или кинематическом виде и для биметаллических оболочек совпадают с аналогичными условиями для однородных оболочек.

Так, для жестко заделанного края получим:

$$w=\frac{\partial w}{\partial\alpha}=0. \qquad (46)$$

Выражения для перемещений u, w при этом через разрешающие функции будут иметь сложный вид. Так, разрешая равенства (26) для N_1 и N_2 относительно ε_1 и ε_2, учитывая что $N_1=-\frac{V}{R_2}ctg\alpha+\frac{F(\alpha)}{R_2\sin^2\alpha}$, $N_2=-\frac{1}{R_2}\frac{dV}{d\alpha}-\frac{1}{R_1}H(\alpha)$, из выражения $\varepsilon_2=\frac{w}{R_2\sin\alpha}$ найдем

$$w=\frac{1}{B_1^2-B_2^2}\left(B_2\cos\alpha\cdot V-B_1\frac{R_2\sin\alpha}{R_1}\frac{dV}{d\alpha}\right)+\lambda_1\cos\alpha\cdot\vartheta+\lambda_2\frac{R_2\sin\alpha}{R_1}\frac{d\vartheta}{d\alpha}-$$
$$-\frac{1}{B_1^2-B_2^2}\left[\frac{B_2}{\sin\alpha}F(\alpha)+B_1\frac{R_2\sin\alpha}{R_1}H(\alpha)\right]+\frac{R_2\sin\alpha}{B_1+B_2}N(T). \qquad (47)$$

Недостающие две константы интегрирования должны определяться в полюсе оболочки (при $\alpha=0$) из условия ограниченности прогибов и угла поворота нормали: $\lim\limits_{\alpha\to0}w(\alpha)<\infty,\quad \lim\limits_{\alpha\to0}\vartheta(\alpha)=0.$

Эффективный вариант решения поставленной краевой задачи для системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами в степенных полиномах представлен в работах [9-11] и изложен ниже.

Решения задач по расчету НДС для сферических оболочек

Следует отметить, что для сферической оболочки мы имеем два случая:

А. Случай неосесимметричного деформирования для сферической оболочки, НДС которой описывается системой уравнений в частных производных (22)-(24).

Б. Случай осесимметричного деформирования, НДС которой описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами (25).

Вследствие этого в случае А необходимо первоначально систему дифференциальных уравнений в частных производных свести к системе обыкновенных дифференциальных уравнений. Для этого используем метод разложения неизвестных функций в тригонометрические ряды по окружной координате β. В этом случае для каждого члена разложения выполняются условия периодичности по координате β.

Далее, представим, например, функцию перемещения w в виде ряда:

$$\mathrm{W} = \sum_{\mathrm{n}} \mathrm{f_n}(n_1)\cos n u_2 \,, \; n = 1, 2... \qquad (48)$$

Здесь $f_n(n_1)$ – подлежащие определению функции координаты u_1.

Основные компоненты перемещений и углы поворота запишутся следующим образом:

$$u_1 = \sum_n \frac{1}{n^2} f_n \cos n u_2 \,; \qquad \vartheta_2 = \sum_n \frac{1}{n} f_n \cdot \sin n u_2 \,; \qquad \vartheta = -\sum \frac{n^2 - 1}{n} f_n \sin n u_2 \,. \qquad (49)$$

Подставляя разложение компонентов перемещений u_1, u_2, w и поворот ϑ в уравнения равновесия (22)-(24), получим бесконечную систему обыкновенных дифференциальных уравнений относительно неизвестных функций $\mathrm{f_n}(u_1)$.

Следует подчеркнуть, что ряды (49) обладают хорошей сходимостью, поэтому достаточно сохранить в них 2-3 члена ряда. В результате получим усеченную систему обыкновенных дифференциальных уравнений.

Решение краевых задач расчета напряженно-деформированного состояния сферических оболочек

Для решения поставленных краевых задач и анализа напряженно-деформированного состояния упругой конструкции применим метод разложения неизвестных функций в тригонометрические ряды по окружной координате $\mathrm{u_2}$.

Решение получающихся систем обыкновенных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами строится модифицированным методом последовательных приближений [9-11].

Предварительно системы дифференциальных уравнений представляются в нормальной форме Коши:

$$\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m} X_\nu + f_m, \quad m = 1, 2, ..., s \,. \qquad (50)$$

Переменные коэффициенты $B_{\nu,m}$ и свободные члены f_m представляются через смещенные полиномы Чебышева:

$$f_m = \sum_{r=0}^{q} f_{m,r}(d_r \cdot r!)^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi), \qquad B_{\nu,m} = \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} d_r^{-1} \sum_{k=0}^{r} a_k T_k^*(\xi). \tag{51}$$

Здесь q – степень интерполяционного полинома; a_k – коэффициенты разложения ξ^r в ряд по многочленам Чебышева $T_k^*(\xi)$. В выражениях (51) $d_r = 1$ для r = 0 и $d_r = 2^{2r-1}$ для остальных r.

Общее решение системы уравнений (50) имеет вид [11]:

$$X_m = \sum_{\mu=1}^{s} C_\mu \left[d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi)\delta + \sum_{n=1}^{\infty} X_{m,\mu,n} \right] + \sum_{j=0}^{q} t_{m,j,0} \left[d_{j+1}(j+1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{j+1} a_k T_k^*(\xi) + \sum_{n=2}^{\infty} X_{m,n}. \tag{52}$$

где $t_{m,j,0} = f_{m,r}$ при $j = r$; μ – номер фундаментальной функции; C_μ – постоянные интегрирования. В решении δ = 1, если $m = \mu$ и δ = 0 для остальных μ.

Первое приближение $X_{m,\mu,1}$ получается из подстановки нулевого приближения: $d_0^{-1} a_0 T_0^*(\xi)\delta$ в правую часть однородной системы: $\frac{dX_m}{d\xi} = \sum_{\nu=1}^{s} B_{\nu,m} X_\nu$.

Последующие приближения осуществляются по формулам:

$$X_{m,\mu,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,\mu,n,j} \left[d_{n+j-1}(n+j-1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi);$$

$$X_{m,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,nj} \left[d_{n+j-1}(n+j-1)! \right]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\xi), \quad \text{где } \beta = n\,(q+3) - 2. \tag{53}$$

Отметим, что системы фундаментальных функций (53) являются равномерно сходящимися рядами, при этом коэффициенты $t_{m,\mu,n,j}$ и $t_{m,n,j}$ определяются через коэффициенты предыдущего приближения по рекуррентным формулам:

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{\nu=1}^{s} \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} t_{\nu,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^{r} (n+j-1-\gamma);$$

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{\nu=1}^{s} \sum_{r=0}^{q} b_{\nu,m,r} t_{\nu,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^{r} (n+j-1-\gamma).$$

Постоянные C_μ, входящие в общее решение (52), находятся из граничных условий.

Здесь для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша [16]. Идея метода заключается в том, что имеющийся в нашем распоряжении ряд Мак-Лорена телескопически сдвигается в гораздо более короткий ряд, не теряя в точности. Для этого используется возможность представления любого степенного ряда через смещенные полиномы Чебышева [16, 17] на интервале [0, 1],

либо [–1, 1]. Такой подход апробирован на решении ряда прикладных задач и изложен в работах В.А.Пухлия [18, 19].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Гетман А.Ф. Обеспечение прочности и ресурса оборудования реакторов АЭС в эксплуатации на основе системного подхода. – В сб.: Совершенствование уровня эксплуатации АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1989.

[2] Гетман А.Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 2000.

[3] Аркадов Г.В., Гетман А.Ф., Родионов А.Н. Надежность оборудования и трубопроводов АЭС и оптимизация их жизненного цикла (вероятностные методы). – М.: Энергоатомиздат, 2010. – 424 с.

[4] Платонов П.А. Действие облучения на структуру и свойства металлов. – М.: Машиностроение, 1971. – 402 с.

[5] Филин А.П. Элементы теории оболочек. Изд. 2-е доп. и перераб. – Л.: Стройиздат, 1975. – 256 с.

[6] Кармишин А.В., Лясковец В.А., Мяченков В.И., Фролов А.Н. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. – М.: Машиностроение, 1975. – 376 с.

[7] Пухлий В.А., Коган Е.А., Пухлий К.В. К расчету крышек ядерных реакторов при термосиловом нагружении. – ТММ, 2017, том 15, №3(35), с. 28-42.

[8] Meissner E. Das Elastizitätsproblem für dünne Schalen von Ringflächen. Kugel und Kegelform. – Physikalische Zeitschrift, Bd. 14, №8, 1913.

[9] Пухлий В.А. Метод аналитического решения двумерных краевых задач для систем эллиптических уравнений. – Журн. вычислит. матем. и матем. физики, 1978, 18, №5, с.1275-1282.

[10] Пухлий В.А. Об одном подходе к решению краевых задач математической физики. – Дифференциальные уравнения, 1979, 15, №11, с.2039-2043.

[11] Пухлий В.А. Решение начально-краевых задач математической физики модифицированным методом последовательных приближений. Обозрение прикладной и промышленной математики, 2017, том 14, вып.1, с.37-48.

[12] Ващенко-Захарченко М.Е. Символическое исчисление и приложение его к интегрированию линейных дифференциальных уравнений. – Киев, 1862.

[13] Диткин В.А., Прудников А.П. Операционное исчисление. – М.: Высшая школа, 1966.

[14] Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки, М., 1963.
[15] Григолюк Э.И. Уравнения осесимметричных биметаллических упругих оболочек. – Инженерный сборник, том XVIII, 1954, с.89-98.
[16] Lantsosh K. Practical methods of applied analysis. – M.: Fizmatgiz, 1961. – 524 p.
[17] Luke Y.L. Mathematical function and their approximation. – New-York – London: Academic Proc. Inc., 1975. – 608 p.
[18] Пухлий В.А. Термоупругость лопаток центробежных насосов ядерной энергетики при воздействии высокотемпературных и радиационных полей. – Сб. трудов XII Всероссийского съезда по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. – Уфа, РАН, 19-24 августа 2019 г, том 3, с.1203-1205.
[19] Pukhliy V.A. Thermoelasticity of working and nozzle blades of gas turbine engines and installations. – 25th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (ICTAM-2020), Milan, Italy, 23-28 August 2020.

V. A. Pukhliy[1], E.S. Semenov[2] , K. V. Pukhliy[3]

TO CALCULATE THE STRENGTH OF THE COVERS OF SPHERICAL NUCLEAR REACTORS UNDER THE INFLUENCE OF CONCENTRATED FLOWS OF MATTER AND ENERGY

[1]Sevastopol state university Russia, Sevastopol
[2]ANO DPO " Technical Academy of Rosatom» Russia, Obninsk
[3]JSC "Aeroteks" Russia, Moscow

Annotation

A mathematical model and algorithm for calculating the stress-strain state of a nuclear reactor cover, which is a two-layer spherical shell under the influence of concentrated flows of matter and energy (radiation and high-temperature heating), are proposed. The resolving equations are obtained taking into account the dependence of the physical and mechanical characteristics of the material (elastic modulus E and linear expansion coefficient α) on temperature. The equations of a non-axisymmetric problem for a spherical shell are obtained. A simplified system of equations for a spherical two-layer shell based on the Meissner transformations is presented. The analytical solution of the boundary value problem is obtained on the basis of a modified method of successive approximations developed by Professor V. A. Pukhliy.

Keywords: concentrated flows of matter and energy, nuclear reactor covers, two-layer spherical shell, Meissner-type system of equations, modified method of successive approximations.

REFERENCES

[1] Getman A. F. Ensuring the strength and resource of NPP reactor equipment in operation on the basis of a systematic approach. - In the collection: Improving the level of NPP operation. - Moscow: Energoatomizdat, 1989.
[2] Getman A. F. Resource of operation of vessels and pipelines of NPP. - M.: Energoatomizdat, 2000.
[3] Arkadov G. V., Getman A. F., Rodionov A. N. Reliability of NPP equipment and pipelines and optimization of their life cycle (probabilistic methods). Moscow: Energoatomizdat, 2010. 424 p.
[4] Platonov P. A. The effect of irradiation on the structure and properties of metals. - Moscow: Mashinostroenie, 1971. - 402 p.
[5] Filin A. p. Elements of the theory of shells. 2nd ed. and pererab. – L.: stroizdat, 1975. - 256 p.
[6] Karmishin A.V., Lyaskovets V. A., Myachenkov V. I., Frolov A. N. Statics and dynamics of thin-walled shell structures. - Moscow: Mashinostroenie, 1975. - 376 p.
[7] Pukhliy V. A., Kogan E. A., Pukhliy K. V. calculation of the lids of nuclear reactors under thermal and force loadings. - TMM, 2017, volume 15, no. 3(35), pp. 28-42.
[8] Meissner E. Das Elastizitätsproblem für dünne Schalen von Ringflächen. Kugel und Kegelform. – Physikalische Zeitschrift, Bd. 14, №8, 1913.
[9] Pukhliy V. A. Method of analytical solution of two-dimensional boundary value problems for systems of elliptic equations. - Journal. calculates. math. and math. physics, 1978, 18, no. 5, pp. 1275-1282.
[10] Pukhliy V. A. On one approach to solving boundary value problems of mathematical physics. - Differential equations, 1979, 15, no. 11, pp. 2039-2043.
[11] Pukhliy V. A. Solution of initial boundary value problems of mathematical physics by a modified method of successive approximations. Review of applied and industrial mathematics, 2017, volume 14, issue 1, pp. 37-48.
[12] Vashchenko-Zakharchenko M. E. Symbolic calculus and its application to the integration of linear differential equations. - Kiev, 1862.
[13] Ditkin V. A., Prudnikov A. P. Operational calculus. - - Moscow: Higher school, 1966.
[14] Timoshenko, S. P. And Voynovskiy-Kriger S. Plates and shells, Moscow, 1963.

[15] Grigolyuk E. I. Equations of axisymmetric bimetallic elastic shells. - Engineering collection, volume XVIII, 1954, pp. 89-98.
[16] Lantsosh K. Practical methods of applied analysis. – M.: Fizmatgiz, 1961. – 524 p.
[17] Luke Y.L. Mathematical function and their approximation. – New-York – London: Academic Proc. Inc., 1975. – 608 p.
[18] Pukhliy V. A. Thermoelasticity of blades of centrifugal pumps of nuclear power under the influence of high-temperature and radiation fields. - Collection of proceedings of the XII all-Russian Congress on fundamental problems of theoretical and applied mechanics. - Ufa, RAS, August 19-24, 2019, volume 3, pp. 1203-1205.
[19] Pukhliy V.A. Thermoelasticity of working and nozzle blades of gas turbine engines and installations. – 25th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (ICTAM-2020), Milan, Italy, 23-28 August 2020.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-20
УДК 539.3:534.1

Г. В. Филиппенко[1], Т. В. Зиновьева[2]

АНАЛИЗ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ, НАГРУЖЕННОЙ СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ МАССАМИ



[1]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



[2]Татьяна Владимировна Зиновьева, к.т.н., с.н.с.,
Институт Проблем Машиноведения РАН
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)321-4770, E-mail: tatiana.zinovieva@gmail.com

Аннотация

В работе рассмотрены колебания круговой цилиндрической оболочки типа Кирхгофа – Лява с дополнительной инерцией в виде «массового пояска» нулевой ширины. Получено дисперсионное уравнение и исследован характер дисперсионных кривых в окрестности особых точек. Дополнительно проведен модальный анализ системы методом конечных элементов в программе ANSYS.

Ключевые слова: цилиндрическая оболочка, колебания оболочек.

Введение и постановка задачи

Цилиндрические оболочки в жидкости давно исследуются в связи с богатыми приложениями в технике и строительстве. Это один из важнейших элементов при моделировании акустических волноводов, различных трубопроводов, опор морских буровых установок и других гидротехнических сооружений [1–5].

В работе использован вариант классической теории оболочек Киргофа-Лява, построенный на основе аналитической механики Лагранжа [6–9]. Эта теория, в частности, была использована в [10–12] для проведения расчетов статики оболочек вращения, а в [13–14] для исследования волновых процессов и колебаний оболочек вращения с произвольным меридианом.

Указанная теория оболочек применялась также и в работах, посвященных нагруженной оболочке. В качестве нагрузки может выступать давление струи пара [15], акустическая жидкость [16–20], нагрузка в виде винклеровского основания [21], а также нагрузка инерционными силами, порожденными массивными «поясками» [22]. Среди них особый интерес представляют осесимметричные волновые процессы [23], ввиду как их частого возникновения, так и удобства аналитического анализа. Эти колебания возникают при осесимметричном возбуждении. Наличие сосредоточенной массы, существенно влияет на колебания оболочки. Цель данной работы – исследование характера зависимости свободных колебаний цилиндрической оболочки с сосредоточенной массой от значения этой массы.

Рассмотрим свободные колебания круговой цилиндрической оболочки типа Кирхгофа – Лява [6], жестко закрепленной торцами на линиях $z=\pm l/2$. На линии $z=0$ расположена сосредоточенная нагрузка в виде «массового пояска» нулевой ширины.

Введем цилиндрическую систему координат (r,φ,z), где ось z совпадает с осью цилиндра, и локальную систему координат $(\mathbf{t},\mathbf{n},\mathbf{k})$, где вектора $\mathbf{t},\mathbf{n}$ соответственно касательный и нормальный единичные вектора к оболочке, а вектор $\mathbf{k}$ – единичный вектор вдоль оси z. В качестве переменных, описывающих вибрационное поле в системе, выберем вектор смещений оболочки $\mathbf{u}=(u_t,u_z,u_n)^{\mathrm{T}}$ (T — знак операции транспонирования). Поскольку далее будут рассматриваться только осесимметричные колебания, зависимость всех процессов от угла φ отсутствует, поэтому он будет опускаться в аргументах функций.

Введем следующие обозначения: $c_s=\sqrt{Eh/\left(\left(1-\nu^2\right)\rho\right)}$ — скорость распространения волн деформации срединной поверхности цилиндрической оболочки, E, ν и ρ_s — модуль Юнга, коэффициент Пуассона и объемная плотность материала оболочки соответственно, h — толщина оболочки, $\rho=\rho_s h$ — её поверхностная плотность, R — радиус цилиндрической оболочки. Массовый «поясок» характеризуется поверхностными плотностями μ_t,μ_z,μ_n, выступающими в качестве инерционных масс по соответствующим направлениям (каждая из которых равна соответствующей инерционной массе всего «пояска», деленной на длину окружности). Зависимость всех процессов от времени предполагаем

гармонической с частотой ω, а временной фактор $\exp\{-i\omega t\}$ условимся всюду опускать.

Дополнительно установим безразмерные параметры: безразмерную частоту $w=\omega R/c_s$ и параметр, характеризующий относительную толщину оболочки $\alpha^2=(1/12)(h/R)^2$. Длину оболочки l, координату z и вектор смещения $\mathbf{u}$ обезразмерим на радиус оболочки R, сохранив за ними прежние обозначения. Также безразмерной становится и δ функция.

Запишем в безразмерном виде баланс сил, действующих на цилиндр в осесимметричном случае [22]:

$$\left(\mathbf{L}+w^2\left(\mathbf{I}+l\,\mathbf{M}\right)\delta(z)\right)\mathbf{u}=\mathbf{0},\quad -l/2<z<l/2; \tag{1}$$

$$\mathbf{L}=\begin{pmatrix} w^2+d^2\partial_z^2 & 0 & 0 \\ 0 & w^2+\partial_z^2 & \nu\,\partial_z \\ 0 & -\nu\,\partial_z & w^2-\alpha^2(1-2\nu\partial_z^2+\partial_z^4)-1 \end{pmatrix},\quad \mathbf{I}=\mathrm{diag}\{1,1,1\},$$

$$\mathbf{M}=\mathrm{diag}\{M_t,M_z,M_n\},\quad M_{t,z,n}=\frac{\mu_{t,z,n}}{\rho l R},\quad d^2=\left(1+4\alpha^2\right)\nu_-,\quad \partial_z=R\frac{\partial}{\partial z}.$$

Здесь $M_{t,z,n}=\dfrac{\mu_{t,z,n}}{\rho l R}=\dfrac{2\pi R\mu_{t,z,n}}{2\pi R^2 l h\rho_s}$ является отношением соответствующей инерционной массы всего «пояска» к массе оболочки без него.

Получение представления для вибрационного поля

Метод решения аналогичен рассмотренному в [22]. Решение уравнения (1) слева и справа от линии $z=0$, приложения сосредоточенной массы, будем искать в виде:

$$(u_t,u_z,u_n)^T=Ae^{i\lambda z}(\varsigma,\xi,\gamma)^T. \tag{2}$$

Здесь A,ς,ξ,γ — произвольные безразмерные константы; λ — искомое волновое число, которое считаем обезразмеренным на радиус оболочки R.

В результате получаем две однородные алгебраические системы вида:

$$\mathbf{L}^{\lambda}\mathbf{x}=\mathbf{0}, \tag{3}$$

где $\mathbf{x}\equiv(\varsigma,\xi,\gamma)^{\mathrm{T}}$ (этот вектор будем нормировать на единичную длину). Здесь матрица $\mathbf{L}^{\lambda}$ есть образ Фурье дифференциального оператора

$\left\{\mathbf{L}+w^2\left(\mathbf{I}+l\mathbf{M}\right)\right\}$ в (1). Условие существования нетривиального решения системы (3) приводит к уравнению вида $\det\mathbf{L}^{\lambda}(w,\lambda)=0$, решения которого можно записать в виде $\lambda_j=\lambda_j(w),\ j=1,..,6$. После подстановки этих корней в систему (3) находим собственные вектора $\mathbf{x}^j$ и, с точностью до шести неопределенных констант, решения слева и справа от линии $z=0$.

Затем, удовлетворяем условиям на обоих торцах оболочки и сшиваем решения на линии $z=0$. Условие существования нетривиального решения, полученной таким образом системы уравнений, приводит к уравнению вида

$$\det\mathbf{A}(w,\lambda(w),M_t,M_z,M_n)=0, \qquad (4)$$

решением которого является зависимость $w=w(M_t,M_z,M_n)$. Соответствующие кривые, в дальнейшем будем называть «ветками дисперсионной кривой» или просто «ветками».

После подстановки соответствующих корней $w_m,\ m=1,2,...$ в систему находим коэффициенты $A_j,\ j=1,...,6$ разложения решения (2) и, следовательно, вид вибрационного поля в системе. Ограничимся рассмотрением движений оболочки, не содержащих вращательную компоненту u_t. В этом случае задача (1) редуцируется к нахождению вектора (u_z,u_n). Помимо анализа компонент этого вектора будут анализироваться и компоненты f_z, f_n обобщенного вектора сил [22].

Численные результаты и их анализ

Для расчета представленных графических зависимостей в Фортране [24], безразмерные параметры оболочки взяты следующие: $\nu=0.3$, $h/R=0.01$, $l=4$. Дополнительно, для вычислений в пакете ANSYS, взяты следующие размерные параметры оболочки: $R=1$м, $E=2.1\cdot10^{11}$ Н/м^2, $\rho_s=7850$ кг/м^3.

В дальнейшем будет рассмотрена матрица масс $\mathbf{M}=\mathrm{diag}\{M_t,M_z\}$, где либо компонента $M_z=0$, а $M_n\equiv M$, либо $M_n=0$, а $M_z\equiv M$. Соответствующие колебания оболочки будем обозначать буквами “N” и “Z”. Также рассмотрим частный случай, когда $M_z=M_n\equiv M$. Этот тип колебаний оболочки будем обозначать аббревиатурой “ZN”. Для иллюстрации будут рассмотрены зависимости двух видов: зависимости размерной частоты f в Герцах (Hz) от безразмерной сосредоточенной массы M (рис. 1–2, 3*а*, 4), и также компонент безразмерных векторов смещений и сил от продольной безразмерной координаты z (рис. 3*б*, 5–9). При этом вектор смещений (u_z,u_n) нормируется на наибольший модуль

значения компонент вектора в данном диапазоне $-l/2 < z < l/2$. Аналогично нормируется и вектор сил (f_z, f_n).

Вычисления дисперсионных кривых контролировались расчетами методом конечных элементов в пакете ANSYS в реперных точках $M = 0.0, 0.1, 1.0, 10.0$. Для моделирования оболочки использован осесимметричный элемент SHELL209, сосредоточенная масса определена заданием характеристик инерционного элемента MASS21.

Для зависимостей первого типа ветки, стартующие при $M = 0$ с последовательно возрастающих частот f_1, f_2,..., маркируются цифрами *1, 2,...* соответственно, а сами ветки, так и будем называть «первыми», «вторыми» и т. д.

На рисунке 1*а* изображены ветки *1, 2,* а на рисунке 1*б* ветки *2 – 5* дисперсионной кривой для случая $M_n = 0$. Это соответствует взаимодействию массового пояска с оболочкой только вдоль оси *z*. Характерной особенностью данного случая является отсутствие пересечения веток. На рисунках с дисперсионными кривыми сплошными линиями представлены результаты счета на программе FORTRAN, а кружочками – контрольные вычисления на ANSYS.

Результаты сравнения показывают, что в рассматриваемом диапазоне изменения параметров данная модель Кирхгофа-Лява оказывается хорошим приближением, что иллюстрируют данные в таблице 1, где приведены значения первых пяти частот, вычисленных для наибольшей массы $M = 10.0$ обоими способами. Относительная погрешность приведенных в таблице данных не превышает 0,4%, поэтому в масштабах приведенных графиков точки дисперсионных кривых, найденные этими двумя способами, неразличимы.

Таблица 1

	Z		N		ZN	
Ветка	Fortran	ANSYS	Fortran	ANSYS	Fortran	ANSYS
1	128.231	128.228	51.368	51.175	51.368	51.175
2	804.582	804.541	617.509	617.480	128.231	128.228
3	807.003	806.929	808.351	808.277	807.003	806.929
4	820.964	820.876	817.322	817.265	808.351	808.277
5	822.331	822.208	823.190	823.061	822.331	822.208

На рисунках 2*а*, 2*б* изображены ветки *1,2,4,* а на рисунке 3*а* ветки *3 – 7* дисперсионной кривой для случая $M_z = 0$. Это соответствует взаимодействию массового пояска с оболочкой только по нормали. В отличие от предыдущего случая наблюдается пересечение веток. Пересекаются ветки или это всего лишь квазипересечение (как случай “виринга” для дисперсионных кривых на плоскости (ω, λ) [16]) – этот вопрос остается открытым. Хотя вычисления показывают, что даже в

«маленьком прямоугольнике» (области графика рисунка 2б) $M \in [0.0372214, 0.0372216]$, $f \in [617.5080, 617.5083]$ (т.е. $\Delta M = 2.0\text{E-}7$, $\Delta f = 3.0\text{E-}4$) с точки зрения вычислителя, кривые можно считать действительно пересекающимися и тогда точка их пересечения – точка, где возможны оба типа колебания (и Z-, и N-типа).

Характерной особенностью приведенных рисунков является чередования веток, которые «чувствуют» нарастание массы, с ветками, которые практически ее не «замечают», что связано с наличием узла или пучности стоячей волны в точке прикрепления массы для соответствующей компоненты вектора смещений. Так, пучности колебаний в точке $z = 0$ компоненты u_z наблюдаются на ветках с нечетными номерами, а узлы наблюдаются на ветках с четными номерами. Поэтому в случае Z-колебаний на нечетных ветках, частота естественно падает с ростом массы [25], бесконечно прижимаясь к следующей собственной частоте, где система может реализовать узел в точке $z = 0$ нахождения массы. Так, первая ветка приближается к частоте $f_0 = 0$, равной нулю, третья к f_2 и т. д. (рис.1а, б). Работает известный физический принцип – система минимизирует воздействие на нее. Заметим, что в случае Z-колебаний масса взаимодействует с оболочкой подобно сосредоточенной массе при продольных колебаниях стержня [21, 25].

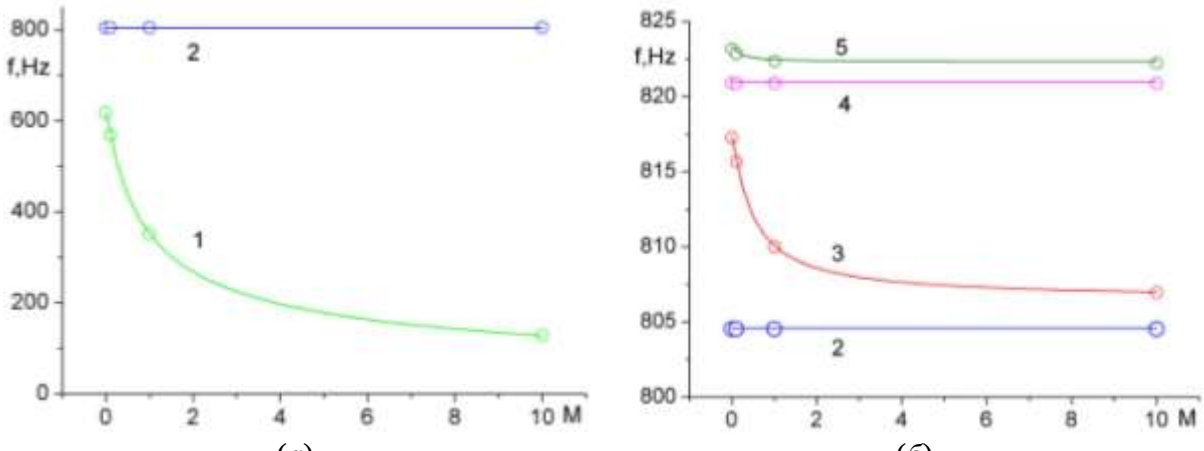
Для компоненты u_n ситуация противоположная: пучности колебаний в точке $z = 0$ наблюдаются на ветках с четными номерами, а узлы наблюдаются на ветках с нечетными номерами. Поэтому в случае N-колебаний на четных ветках частота естественно падает с ростом массы, однако в этом случае наблюдается пересечение веток. Так, вторая ветка пересекает первую в точке $M \approx 0.04$ (рис. 2*а*, 2*б*), где, казалось бы, должен реализоваться узел этого типа колебаний и стремится к нулевой частоте. Четвертая ветка пересекает третью в точке $M \approx 0.02$ (рис. 3*а*). Вычисления показывают, что кривые *5* и *6* на рисунке 3*а* также пересекаются (точка $M \approx 0.0274$ вне диапазона изменения M на этом рисунке). При этом шестая ветка остается выше частоты четвертой ветки ненагруженной оболочки, а четвертая ветка выше частоты второй ветки ненагруженной оболочки, как это и было бы в случае колебаний балки [25].

На рисунках 4*а*, 4*б* изображены ветки *1 – 3* для случая $M_z = M_n = M$ (ZN-тип колебаний), что соответствует взаимодействию массового пояска с оболочкой, как по нормали, так и вдоль ее оси (поясок жестко привязан к оболочке). Этот случай наследует свойства и Z-, и N-типов колебаний. Как и в случае N-типа, наблюдается пересечение веток *1* и *2* в точке $M \approx 0.04$. Но в отличие от этого случая ветка *1* ведет себя, как и при Z-типе колебаний (убывает с ростом массы).

Остановимся подробнее на анализе вибрационного поля в окрестности точки пересечения веток *1* и *2* для случая N-колебаний (рис. 2*б*). Профили компонент векторов смещений и сил (рис. 5*а*, 5*б*) сохраняют свой вид на всем протяжении первой ветки, в соответствии с проведенным анализом (у компоненты u_n реализуется узел в точке $z=0$), причем относительный вклад нормальной компоненты силы практически равен нулю, а ее продольная компонента находится в противофазе с продольной компонентой смещения.

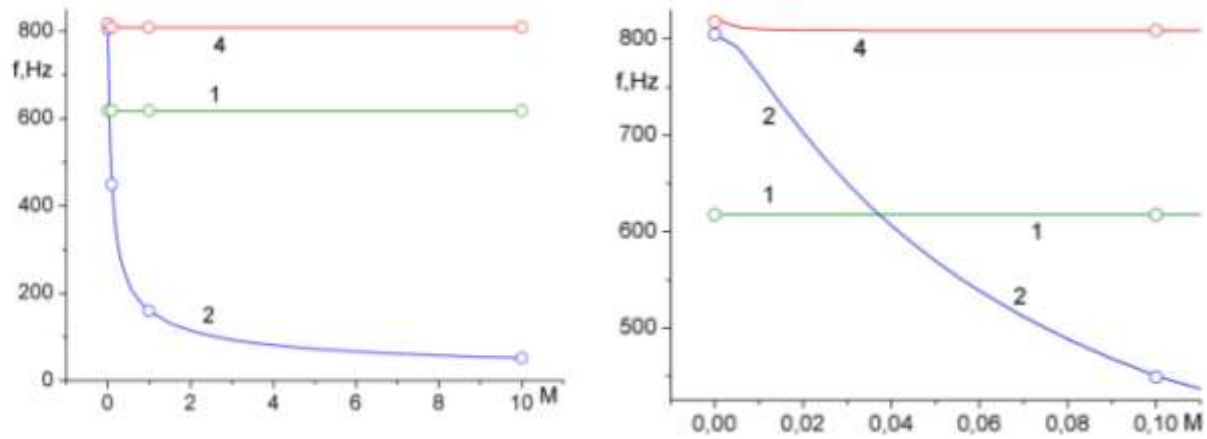
Рассмотрим характер колебаний из второй ветки при $M=0.005,\ 0.035,\ 10.0$. С ростом массы от $M=0.005$ до $M=0.035$ уменьшается относительный вклад продольной компоненты смещения (рис. 6*а*) и нарастает вклад нормальной компоненты смещения (рис. 6*б*). При этом происходит быстрая локализация колебаний в окрестности $z=0$. Разрыв нормальной компоненты силы увеличивается (рис. 7*б*), а вот относительный вклад продольной компоненты силы резко уменьшается до некоторого постоянного значения (рис. 7*а*). Причем, как показывают вычисления, далее, с ростом массы от $M=0.035$ до $M=10.0$, графики для смещений и сил практически не меняются (рис. 7*б*).

Рассмотрим подобное же пересечение веток *1* и *2*, но уже для ZN-колебаний (рис. 4*б*). Качественное отличие состоит в том, что теперь колебания на ветке *1* существенно взаимодействуют с сосредоточенной массой через продольные смещения аналогично случаю Z-колебаний. Рост массы от $M=0.02$ до $M=10.0$ ожидаемо ведет к увеличению относительного вклада продольной компоненты смещения (рис. 8*а*, 9*а*) и силы (рис. 8*б*, 9*б*), при этом относительный вклад нормальной компоненты силы остается практически равным нулю. Также происходит нарастание локализации колебаний, но не в такой быстрой степени, как для локализации нормальных колебаний из второй ветки. В целом, несмотря на отмеченные отличия от N-случая, можно отметить явное доминирование продольных процессов на этой ветке.



(*а*) (*б*)

Рис. 1. Дисперсионные кривые Z-типа для разных диапазонов частот



(*а*) (*б*)

Рис. 2. Дисперсионные кривые N-типа для разных диапазонов частот и масс

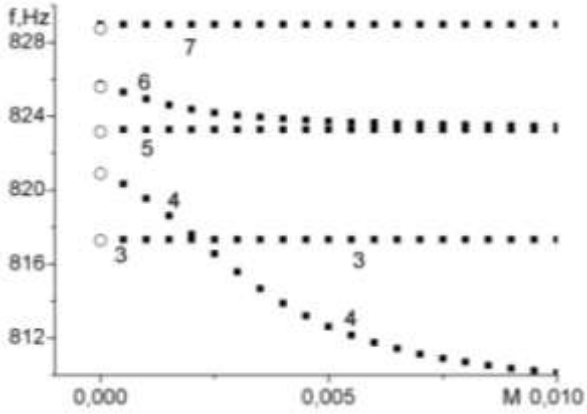


Рис. 3*а.* Дисперсионные кривые N-типа

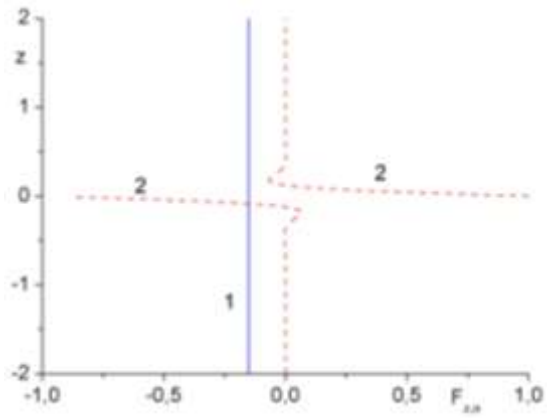
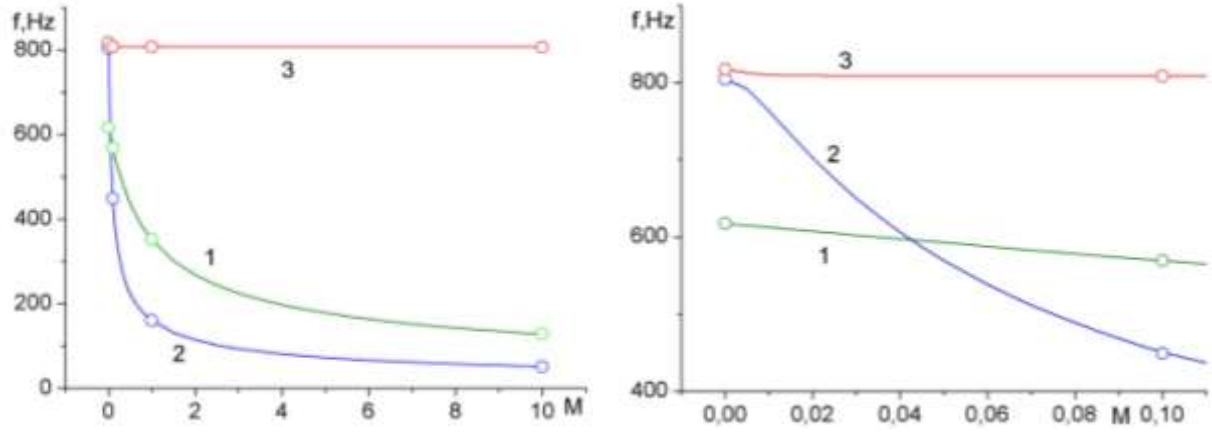
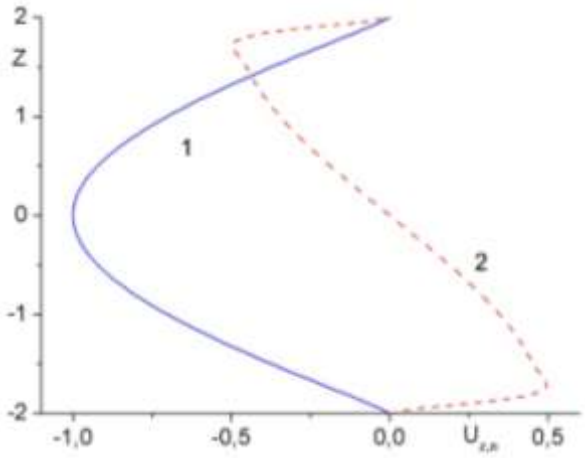


Рис.3*б.* Профиль сил F_z (1), F_n (2) для колебаний N-типа, вторая ветка, $M = 10.0$

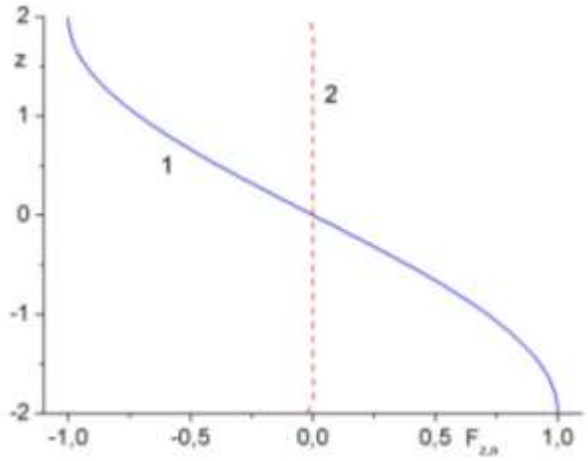


(*а*) (*б*)

Рис. 4. Дисперсионные кривые ZN-типа для разных диапазонов частот и масс

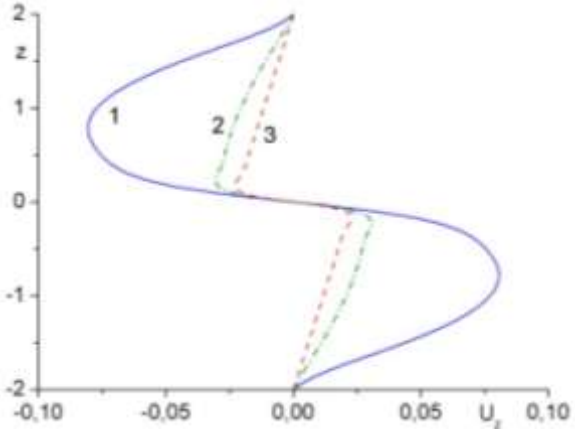


(*а*) Профили смещений U_z (1), U_n (2)

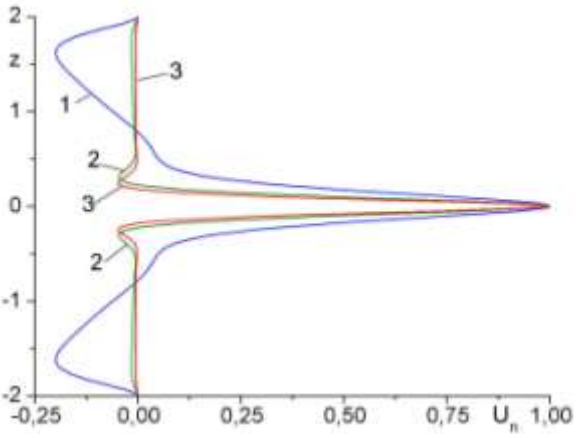


(*б*) Профили сил F_z (1), F_n (2)

Рис. 5 Колебания N-типа, первая ветка, $M = 10.0$

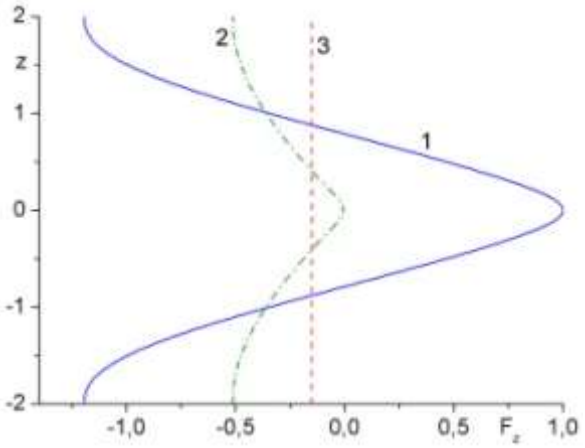


(*а*) Профиль смещения u_z

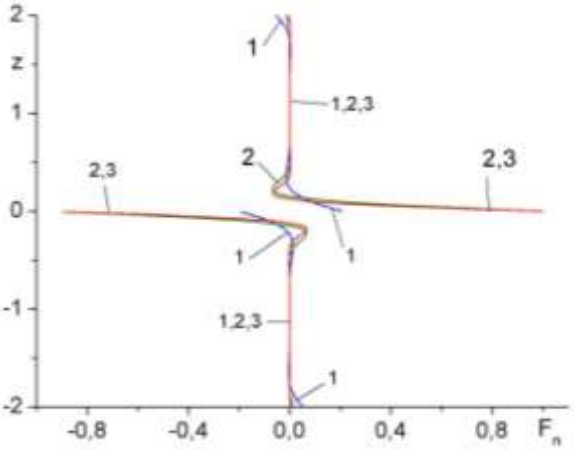


(*б*) Профиль смещения u_n

Рис. 6. Колебания N-типа, вторая ветка, M: 0.005 (1), 0.035 (2), 10.0 (3)

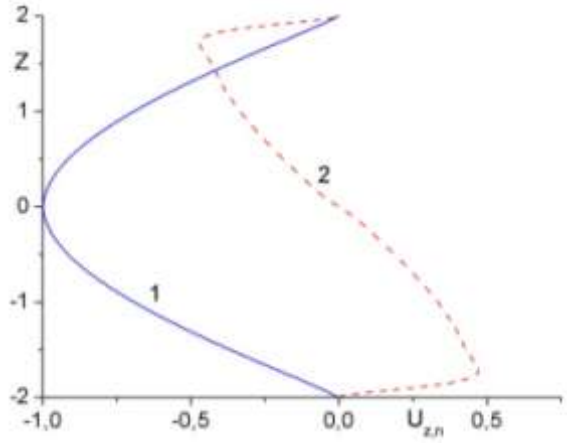


(*а*) Профиль силы F_z

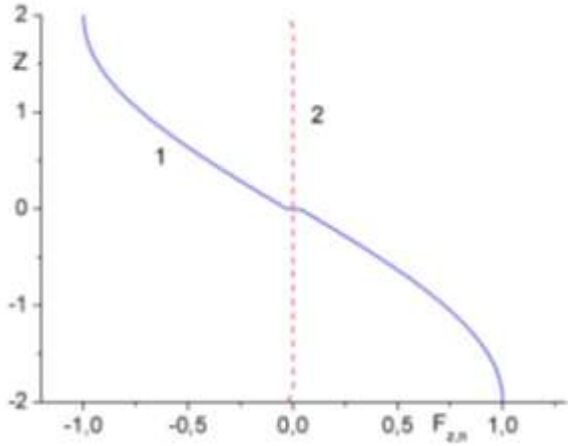


(*б*) Профиль силы F_n

Рис. 7. Колебания N-типа, вторая ветка, M: 0.005 (1), 0.035 (2), 10.0 (3)

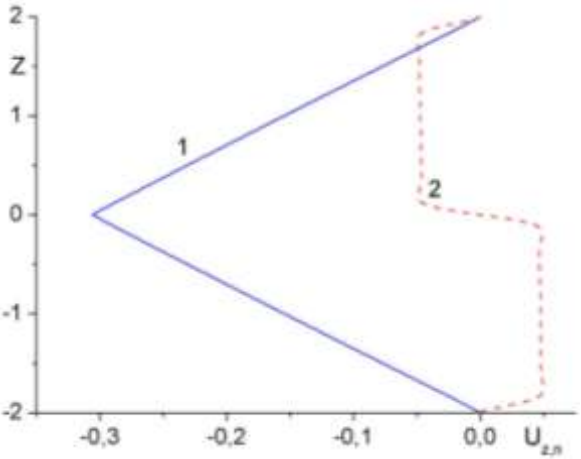


(*а*) Профили смещений U_z (1), U_n (2)

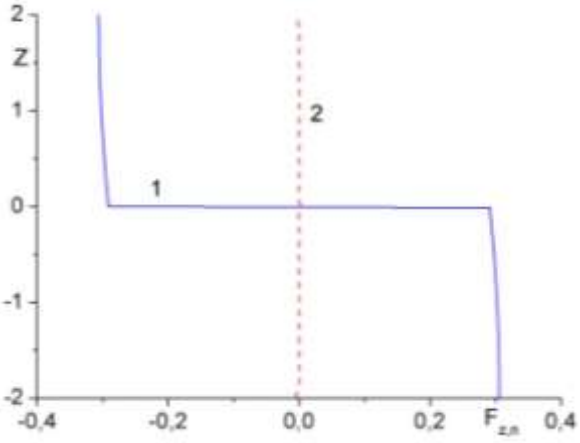


(б) Профили сил F_z (1), F_n (2)

Рис. 8. Колебания ZN-типа, первая ветка $M = 0.02$



(*а*) Профили смещений U_z (1), U_n (2)



(*б*) Профили сил F_z (1), F_n (2)

Рис. 9. Колебания ZN-типа, первая ветка $M = 10.0$

Выводы

В работе исследован характер колебаний цилиндрической оболочки Кирхгофа – Лява с дополнительной инерцией в виде «массового пояска». Показано, что случай закрепления сосредоточенной массы в направлении оси цилиндрической оболочки качественно отличается от остальных случаев закрепления, в которых возникают точки пересечения дисперсионных веток. В окрестности этих точек происходит резкая смена характера колебаний. Эти колебания с ростом сосредоточенной массы достаточно быстро трансформируется от колебаний преимущественно продольного характера к явно выраженным нормальным колебаниям, при этом сильно локализованным в окрестности прикрепления массы. В случае реальных конструкций это может представлять опасность для их целостности на определенных режимах. С другой стороны, варьируя

характер закрепления груза, можно добиваться более устойчивого режима работы конструкции в заданном диапазоне параметров.

Вычисления по изложенной теории хорошо согласуются с проведенными расчетами методом конечных элементов.

Заметим, что теория Кирхгофа – Лява позволяет рассматривать и многослойные оболочки, при условии приведения характеристик нескольких слоев к характеристикам некоего одного, усредненного слоя [26]. Это дает возможность анализировать исследуемые эффекты для таких важных прикладных задач, как колебания цилиндрических опор и трубопроводов, ослабленных водородной коррозией.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Cremer L., Heckl M., Petersson, Björn A.T. Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. 2005. 3rd ed., XII. 607 p.

[2] Novak P., Moffat A.I.B., Nalluri C. Narayanan R. Hydraulic Structures. 2007. 736 p.

[3] El-Reedy M. Offshore Structures: Design, Construction and Maintenance. 2012. 664 p.

[4] Palmer A.C., King R.A. Subsea Pipeline Engineering. 2008. 624 p.

[5] Gerwick B.C. Construction of marine and offshore structures. 2007. 840 p.

[6] Елисеев В.В. Механика упругих тел. 2003. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 336 с.

[7] Eliseev V., Vetyukov Yu. Finite deformation of thin shells in the context of analytical mechanics of material surfaces. 2010. Acta Mechanica, Vol. 209, Issue 1-2. pp. 43–57. Doi: 10.1007/s00707-009-0154-7.

[8] Eliseev V., Vetyukov Yu. Theory of shells as a product of analytical technologies in elastic body mechanics. 2014. Shell Structures: Theory and Applications, Vol. 3. pp. 81–85.

[9] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Lagrangian mechanics of classical shells: theory and calculation of shells of revolution. 2018. Shell Structures: Theory and Applications, Vol. 4. pp. 73–76.

[10] Зиновьева Т.В. Вычислительная механика упругих оболочек вращения в машиностроительных расчетах. 2012. Современное машиностроение: Наука и образование. С. 335-343.

[11] Zinovieva T.V. Calculation of equivalent stiffness of corrugated thin-walled tube. 2019. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 211-220. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2.

[12] Zinovieva T.V., Smirnov K.K., Belyaev A.K. Stability of Corrugated Expansion Bellows: Shell and Rod Models. 2019. Acta Mechanica, Vol. 230. pp. 4125–4135. Doi: 10.1007/s00707-019-02497-6.

[13] Зиновьева Т.В. Дисперсия волн в цилиндрической оболочке. 2007. Научно-технические ведомости СПбГПУ, 4-1(52). С. 53–58.
[14] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations. 2017. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 165–176. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6_17.
[15] Зиновьева Т.В., Москалец А.А. Вынужденные колебания турбинной лопатки как геликоидальной оболочки. 2018. Современное машиностроение: Наука и образование. С.322-331. Doi: 10.1872/MMF-2018-28.
[16] 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). pp. 815–847.
[17] Filippenko G. V. Waves with the negative group velocity in the cylindrical shell, filled with compressible liquid. 2018. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 93-104. Doi: 10.1007/978-3-319-72929-9.
[18] Filippenko G.V. The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. 2016. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 115-126. Doi: 10.1007/978-3-319-29579-4.
[19] Filippenko G.V., Wilde M.V. Backwards waves in a fluid-filled cylindrical shell: comparison of 2D shell theories with 3D theory of elasticity. 2018. Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2018". pp. 112-117.
[20] Filippenko G. V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. 2017. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 57-64. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.
[21] Filippenko G.V., Wilde M.V. Backwards waves in a cylindrical shell: comparison of 2D shell theories with 3D theory of elasticity. 2018. Proc. of the XLVI Summer School_Conference Advanced problems in mechanics (APM2018). pp. 79-86.
[22] Filippenko G.V. Wave processes in the periodically loaded infinite shell. 2018. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 11-20. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2_2.
[23] Тер-Акопянц Г.Л. Осесимметричные волновые процессы в цилиндрических оболочках, заполненных жидкостью. 2015. Естественные и технические науки, №7 (85). pp.10-14.
[24] Chapra S.C., Canale R.P. Numerical Methods for Engineers. 2015. 970 p.
[25] Филиппенко Г. В. Изгибные волны в балке с периодически расположенными точечными массами. 2015. Вычислительная

механика сплошных сред, 8(2). С. 153-163. Doi: 10.7242/1999-6691/2015.8.2.13.
[26] Коссович Л. Ю., Вильде М. В., Шевцова Ю. В. Асимптотическое интегрирование динамических уравнений теории упругости для случая многослойной тонкой оболочки. 2012. Изв. Сарат. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика, Т. 12, вып. 2. С. 56-64. Doi: https://doi.org/10.18500/1816-9791-2012-12-2-56-64

G. V. Filippenko[1], T. V. Zinovieva[2]

ANALYSIS OF THE AXISYMMETRIC OSCILLATIONS IN THE CYLINDRICAL SHELL LOADED WITH POINTED MASSES

[1,2]Institute for Problems in Mechanical Engineering (IPME RAS),
St.-Petersburg, Russia
[1]Saint Petersburg State University, St.-Petersburg, Russia

Abstract

In the paper we consider the oscillations of a circular cylindrical shell of the Kirchhoff – Love type with additional inertia in the form of a “mass belt” of zero width . The dispersion equation is obtained and the nature of the dispersion curves in the vicinity of singular points is investigated. Additionally, a modal analysis of the system was carried out in the ANSYS program by the finite element method.

Key words: cylindrical shell, shell oscillations.

REFERENCES

[1] Cremer L., Heckl M., Petersson, Björn A.T. Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. 2005. 3rd ed., XII. 607 p.
[2] Novak P. , Moffat A.I.B., Nalluri C. , Narayanan R. Hydraulic Structures. 2007. 736 p.
[3] El-Reedy M. Offshore Structures: Design, Construction and Maintenance. 2012. 664 p.
[4] Palmer A.C., King R.A. Subsea Pipeline Engineering. 2008. 624 p.
[5] Gerwick B.C. Construction of marine and offshore structures. 2007. 840 p.
[6] Eliseev V.V. Mechanics of Deformable Solids. 2003. St. Petersburg, Polytechnic University Press. 336 p. (rus.)

[7] Eliseev V., Vetyukov Yu. Finite deformation of thin shells in the context of analytical mechanics of material surfaces. 2010. Acta Mechanica, Vol. 209, Issue 1-2. pp. 43–57. Doi: 10.1007/s00707-009-0154-7.
[8] Eliseev V., Vetyukov Yu. Theory of shells as a product of analytical technologies in elastic body mechanics. 2014. Shell Structures: Theory and Applications, Vol. 3. pp. 81–85.
[9] Eliseev V.V., Zinovieva T.V. Lagrangian mechanics of classical shells: theory and calculation of shells of revolution. 2018. Shell Structures: Theory and Applications, Vol. 4. pp. 73–76.
[10] Zinovieva T.V. Computational mechanics of elastic shells of revolution in engineering calculations. 2012. Modern mechanical engineering: Science and education. p. 335-343. (rus.)
[11] Zinovieva T.V. Calculation of equivalent stiffness of corrugated thin-walled tube. 2019. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 211-220. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2.
[12] Zinovieva T.V., Smirnov K.K., Belyaev A.K. Stability of Corrugated Expansion Bellows: Shell and Rod Models. 2019. Acta Mechanica, Vol. 230. pp. 4125–4135. Doi: 10.1007/s00707-019-02497-6.
[13] Zinovieva T.V. Wave dispersion in cylindrical shell. 2007. St. Petersburg State Polytechnical University Journal, 4-1(52). p. 53–58. (rus.)
[14] Zinovieva T.V. Calculation of shells of revolution with arbitrary meridian oscillations. 2017. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 165–176. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6_17.
[15] Zinovieva T.V., Moskalets A.A. Forced oscillations of turbine blade as helicoidal shell. 2018. Modern mechanical engineering: Science and education. p. 322-331. Doi: 10.1872/MMF-2018-28. (rus.)
[16] Filippenko G. V. Waves with the negative group velocity in the cylindrical shell, filled with compressible liquid. 2018. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 93-104. Doi: 10.1007/978-3-319-72929-9.
[17] 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). pp. 815–847.
[18] Filippenko G.V. The vibrations of reservoirs and cylindrical supports of hydro technical constructions partially submerged into the liquid. 2016. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 115-126. Doi: 10.1007/978-3-319-29579-4.
[19] Filippenko G.V., Wilde M.V. Backwards waves in a fluid-filled cylindrical shell: comparison of 2D shell theories with 3D theory of elasticity. 2018. Proc. of the Int. Conf. "Days on Diffraction 2018". pp. 112-117.

[20] Filippenko G. V. Energy-flux analysis of the bending waves in an infinite cylindrical shell filled with acoustical fluid. 2017. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 57-64. Doi: 10.1007/978-3-319-53363-6.
[21] Filippenko G.V., Wilde M.V. Backwards waves in a cylindrical shell: comparison of 2D shell theories with 3D theory of elasticity. 2018. Proc. of the XLVI Summer School_Conference Advanced problems in mechanics (APM2018). pp. 79-86.
[22] Filippenko G.V. Wave processes in the periodically loaded infinite shell. 2018. Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering. pp. 11-20. Doi: 10.1007/978-3-030-11981-2_2.
[23] Ter-Akopyants G.L. Axisymmetrical wave processes in cylindrical shell filled with fluid. 2015. Natural and technical sciences, № 7 (85). pp. 10-14.
[24] Chapra S.C., Canale R.P. Numerical Methods for Engineers. 2015. 970 p.
[25] Filippenko G. V. The banding waves in the beam with periodically located point masses. 2015. Computational Continuum Mechanics, 8(2). pp. 153-163. Doi: 10.7242/1999-6691/2015.8.2.13.
[26] Kossovich L. Y., Wilde M. V., Shevzova Y. V. Asymptotic integration of dynamic elasticity theory equations in the case of multilayered thin shell. 2012. Izv. Saratov Univ. (N. S.), Ser. Math. Mech. Inform., vol. 12, iss. 2. pp. 56-64. Doi: https://doi.org/10.18500/1816-9791-2012-12-2-56-64

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-21
УДК 622.248.54

А. В. Анохин[1], А. В. Безруков[2], Н.И.Наумкин[3]

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ БУРОВОЙ МАШИНЫ



[1]Анатолий Васильевич Анохин,
Институт машиноведения и автоматики НАН КР, г. Бишкек, Кыргызстан
Тел.: +(996 312) 56-84-04, E-mail: anochin_anatoli@mail.ru.



[2]Анатолий Владимирович Безруков,
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: +79271724851, E-mail: bezrukow157@yandex.ru.



[3]Николай Иванович Наумкин
Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва
Россия, Саранск
Тел.: (88342)254496, E-mail: naumn@yandex.ru.

Аннотация

Работа посвящена математическому моделированию работы бурового станка с двойной колонной труб большой протяженности. Анализ колебательных процессов внутренней буровой колонны позволяет установить предельный угол закручивания элементов сечения буровой колонны, а также определить колебательные характеристики в трансмиссиях, и обеспечить согласованность режимных параметров исполнительного органа с физико-механическими свойствами объекта.

Ключевые слова: бурильная машина; двойная колонна; динамическая модель; свободные и вынужденные колебания; динамические характеристики бурильной колонны.

Работа выполнена при поддержке проекта № 18-013-00342 Российского фонда фундаментальных исследований.

Введение

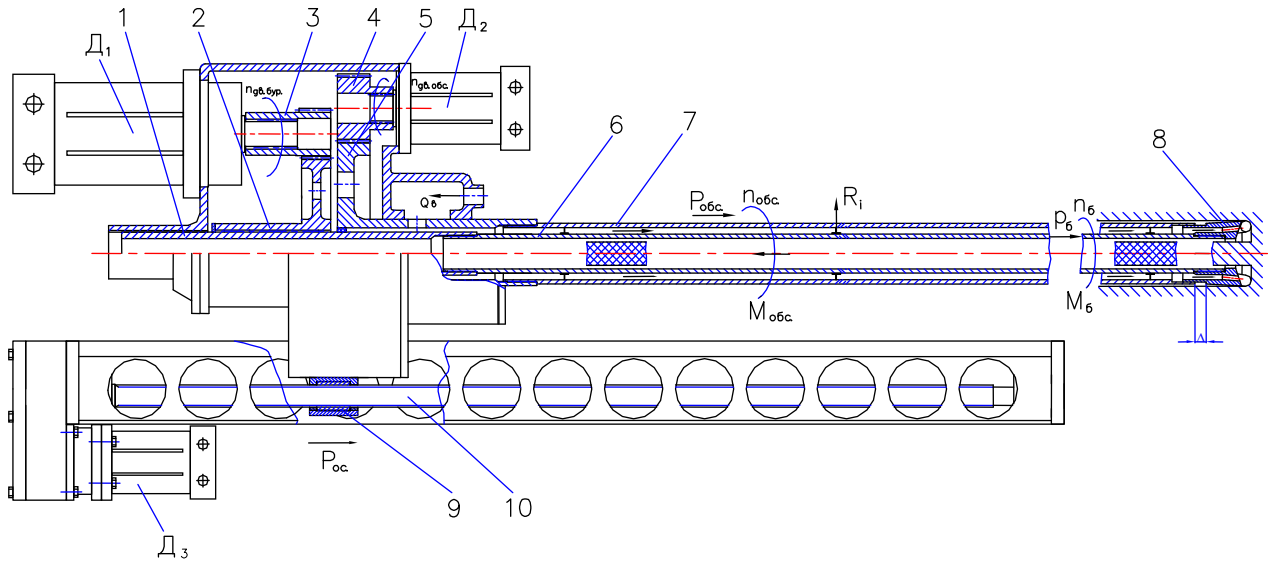
Бурение является одной из основных технологических операций в горном деле, строительстве, сельском хозяйстве и других отраслей производства. В предлагаемой статье акцент сделан в сторону развития АПК, бурное развитие которого привело к проблеме ограничения водоснабжения сельских районов, где отсутствуют какие-либо водоемы. Ежедневно, даже небольшое поселение требует значительных объемов воды, которые расходуются на обеспечение хозяйственных нужд проживающих там людей, а также на животноводческие и птицефермы, на полив полей и теплиц, на предприятия по переработке сельскохозяйственной продукции и другие нужды. Данный вопрос решается, в том числе и бурением скважин на воду, что реализуется буровой машиной. В связи с этим вопросы их совершенствования являются весьма актуальными

1. Описание свободных колебаний систем буровой машины. Вращатель бурильной машины представляет собой механическую систему буровой машины, обеспечивающую передачу вращательного движения от электродвигателя к породо-разрушающему инструменту.

На рис. 1 показана физическая модель буровой машины с двойной колонной и раздельным приводом их вращения. Данная буровая машина позволяет осуществлять проходку скважин в осложненных условиях с минимальными энергозатратами (А.с. №270845 и RU №19864 U1). Структурная схема механизма показана на рис. 2. Вращательное движение от электродвигателя 1 через гидросистему, включающей насос и гидродвигатель 2, передается на цилиндрическую зубчатую передачу 3, и далее через подвижное шлицевое соединение 4 передается на шпиндель механизма вращения. Продолжением шпинделя является штанга 5 с породо-разрушающим инструментом. Электродвигатель с последующей механической связью до гидросистемы объединены в единое звено «электродвигатель». Методика построения дискретной математической модели силовой трансмиссии с упругими и диссипативными связями изложена в работах [3, 4,], где авторы рассматривают вопросы построения математической модели силовой трансмиссии, анализа колебательных процессов, экспериментального изучения колебательных явлений в трансмиссиях, выбора параметров силовых трансмиссий буровых машин.

Составление обобщенной модели осуществляется после разработки модели отдельных элементов системы (электродвигатель, гидросистема, зубчатая передача, буровая колонна, возмущающая нагрузка) и принятия необходимых допущений.

Силовая трансмиссия бурильного механизма испытывает существенные колебательные нагрузки не только при бурении, но и в процессе холостого хода, возбуждающего свободные колебания. Передача нагрузок зубчатым зацеплением всегда сопровождается деформацией валов и опор, которые приводят к дополнительным колебаниям зацепляющихся элементов.



$Д_1$ – двигатель буровой колонны, $Д_2$ – двигатель обсадной колонны, $Д_3$ – двигатель подачи, 1 – шпиндель, 2 – зубчатое колесо, 3 – приводная шестерня главного привода, 4 - приводная шестерня обсадной колонны, 5 – приводное колесо обсадной колонны, 6 –внутренняя колонна, 7– наружная колонна, 8 –буровая коронка, 9 – гайка подачи, 10 – ходовой винт.

Рис. 1. Физическая модель буровой машины с двойной колонной и раздельным приводом

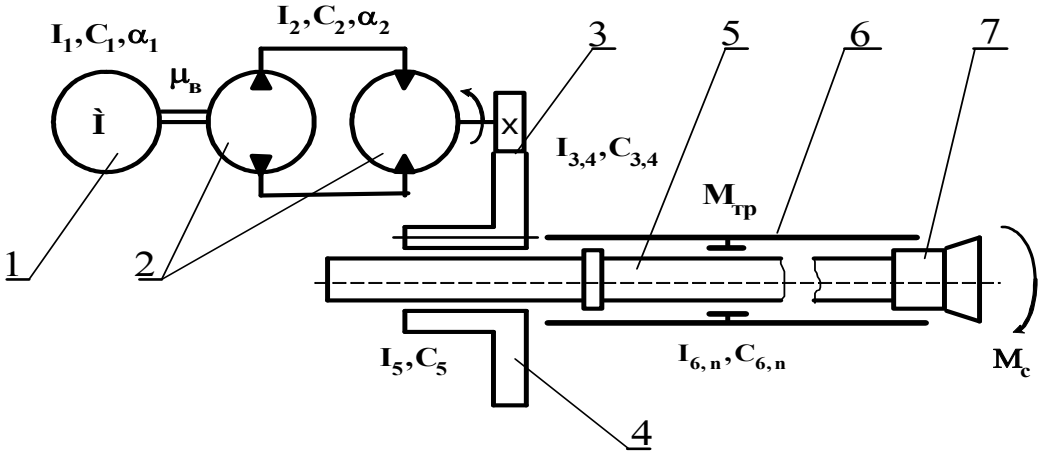


Рис. 2. Структурная схема бурового станка

Для их учета в расчетные модели вводят эквивалентные, упругие связи между элементами зацепления. Ряд методик, учитывающих эквивалентные упругости в зубчатых зацеплениях, изложены в работе [3]. В ней отмечено, что демпфирующие свойства элементов силовой трансмиссии буровых машин намного слабее, чем демпфирующие свойства двигателей. Поэтому при построении предварительных моделей силовых трансмиссий буровых машин можно учитывать демпфирующие свойства только двигателей. Кроме того, опоры валов представляют собой подшипники качения с малым коэффициентом трения, моментами сил трения которых, можно также пренебречь.

Вращающиеся детали силовой трансмиссии механизма вращения рассматриваются как элементы с сосредоточенной массой, между которыми существуют определенные передаточные отношения. Инерционные свойства элементов определяются инерционными характеристиками вращающихся частей электродвигателя, гидродвигателя, зубчатых колес и буровой штанги. Крутильные жесткости валов, зубчатых колес, шлицевой передачи, а также элементов штанги располагаются в расчетной схеме между соответствующими элементами. Движение элементов системы с распределенными параметрами в практике исследований описывается дифференциальными уравнениями в частных производных [3]:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - \frac{1}{C_к^2}\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0 \quad , \qquad (1)$$

где φ - угол поворота; $C_к^2$ - скорость распространения крутильных волн в стержнях; x - длина элемента; t - текущее время.

Первое слагаемое уравнения описывает изменение угла поворота по длине участка системы, а второе - это же изменение по времени:

$$Y' = \frac{d\varphi}{dx} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta x} .$$

Поскольку производная есть предел, то отношение приращения функции к приращению аргумента, при стремлении последнего к нулю, необходимо, при численном решении, разделить аргументы на возможно большое число участков. Это должно привести к достаточно точному решению.

Точность решения дифференциальных уравнений зависит от способа их реализации. В частности, используя численный метод Рунге-Кутта, результатом решения которого является матрица с числом строк равным количеству исследуемых участков, можно получить искомый результат.

Аналог записи уравнения (4.1) можно представить в следующем виде:

$$\boldsymbol{D}(\boldsymbol{\varphi}, \boldsymbol{t}) = [\boldsymbol{M}] \text{ или } \frac{d^n \varphi}{dt^n} = [M] \qquad (2)$$

Левая часть уравнения (2) описывает изменения угла поворота системы за время t. Правая часть, представленная матрицей M, описывает эти же изменения по длине каждого из участков системы. Поскольку каждая строка матрицы описывает свой участок системы, очень важно учитывать при описании системы длину каждого участка. В случае если какой-либо из элементов системы имеет большую протяженность (в нашем случае это буровая колонна) необходимо этот элемент разбить на рациональное число участков с тем, чтобы по возможности упростить расчеты и обеспечить необходимую точность вычислений. Естественно, чем на большее число участков мы разобьем систему с протяженными элементами, тем более высокую точность решения мы получим. С условием, что на таком же расстоянии находятся промежуточные опоры. На рис. 3 представлена расчетная схема двойной буровой колонны с промежуточными опорами.

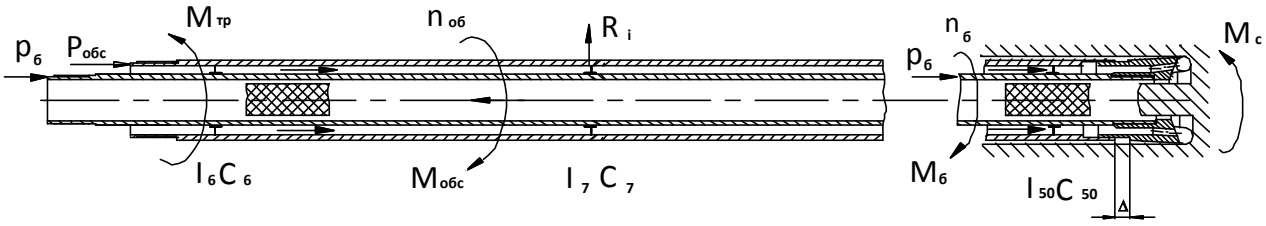


Рис. 3. Расчетная схема буровой колонны

Причем необходимо отметить, что для расчетов крутильных колебаний принимается только внутренняя буровая колонна, которая находится на подшипниковых опорах относительно наружной колонны. Для обеспечения герметичности межтрубного пространства и исключения передачи нагрузок от наружной колонны к инструменту предусматривается компенсационный зазор Δ. Момент трения $M_{тр}$ в подшипниковых опорах определяется из справочных данных. Реакция, в подшипниковых опорах обозначается R_i которую, можно определить, аналитически в зависимости от действующих на колонну нагрузок. В этом случае крутильные колебания подчиняются определенным закономерностям. В результате подобных рассуждений схема силовой трансмиссии механизма вращения (см. рис. 2) может быть представлена в виде динамической модели (рис. 4), где продольные отрезки условно изображают упругие звенья, а сплошные поперечные линии - моменты инерции. В данном случае буровая колонна представлена в виде сорока пяти массовой модели [1].

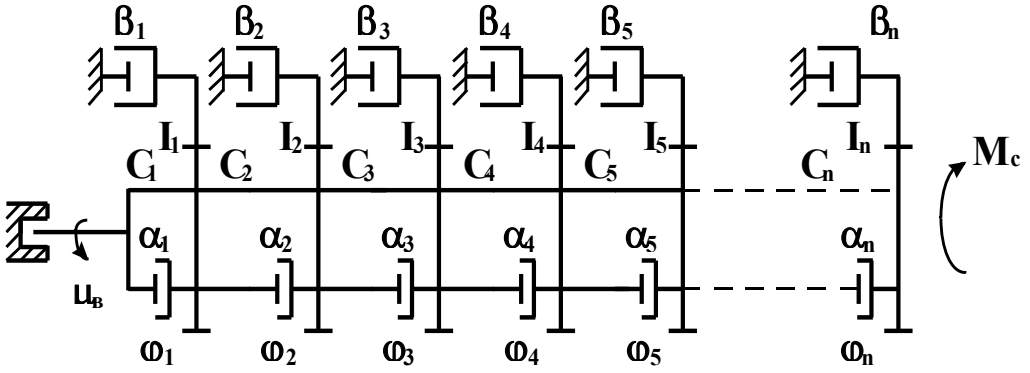


Рис. 4 - Динамическая модель вращателя бурового станка

В конструкции бурового комплекса применяется асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором. Момент инерции ротора электродвигателя включает также момент инерции последующей механической связи с гидросистемой. Его параметры для бурового станка КБ - 76 [1] будут иметь следующие значения:

$I_1 \approx 0.25$кг·м^2, $C_1 = 11280$ (Н·м), $\alpha_1 = 15{,}625$ (кг·м^2/с), $T_d = 0{,}032$ (с).

Полученная динамическая модель может быть описана системой уравнений, составляющей матрицу, представленной в уравнениях вида (3).

Гидродвигатель, посредством гидравлической связи, получает вращение от электродвигателя, и передает его далее на механические передачи и буровую колонну (см. рис. 2). Моделирование гидродвигателя, как промежуточной связи, сводится к составлению уравнения движущих сил, действующих на его ротор, с учетом инерционных, упругих и демпфирующих свойств его механической и гидравлической частей.

В данном случае рассматривается гидродвигатель как гидропривод с дроссельным регулированием, параметры которого имеют следующие значения [1]:

$I_2 = 0.0073$ (кг·м^2), $C_2 = 140$ (Н·м), $\alpha_2 = 0.394$ (кг·м^2/с), $T_г = 0.758$ (с).

$$
\begin{cases}
I_1\ddot{\varphi}_1 + \alpha_1\dot{\varphi}_1 + c_1\varphi_1 + \dfrac{C_2}{T_d}\int(\varphi_1 - \varphi_2)dt + \dfrac{\alpha_2}{T_d}\int(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)dt + \\
+ \alpha_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_2(\varphi_1 - \varphi_2) = \mu_в; \\
I_2\ddot{\varphi}_2 - \alpha_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_2(\varphi_1 - \varphi_2) + C_3(\varphi_2 - \varphi_3) + \\
+ \dfrac{C_3}{T_г}\int(\varphi_2 - \varphi_3)dt = 0; \\
I_3\ddot{\varphi}_3 - C_3(\varphi_2 - \varphi_3) + C_4(\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\
I_4\ddot{\varphi}_4 - C_4(\varphi_3 - \varphi_4) + C_5(\varphi_4 - \varphi_5) = 0; \\
I_5\ddot{\varphi}_5 - C_5(\varphi_4 - \varphi_5) + C_6(\varphi_5 - \varphi_6) = 0; \\
\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
I_n\ddot{\varphi}_n - C_n(\varphi_{n-1} - \varphi_n) - M_{mp} = 0;
\end{cases}
\qquad (3)
$$

где I_1, C_1 и α_1 - момент инерции, жесткость и демпфирующие свойства электродвигателя; I_2, C_2 и α_2 - момент инерции, жесткость и демпфирующие свойства гидродвигателя; $I_3 \div I_4$; $C_3 \div C_4$ - моменты инерции и жесткости цилиндрической и шлицевой передачи; I_5, C_5 - моменты инерции и жесткости элементов шпинделя; $I_6 \div I_n$; $C_6 \div C_n$ - моменты инерции и жесткости элементов буровой колонны; $\mu_в$ - вращающий момент двигателя; $T_г$ - гидравлическая постоянная времени, учитывающая влияние утечек и сжимаемости жидкости; T_d - электромагнитная постоянная времени двигателя; $\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1 \ldots \varphi_n, \dot{\varphi}_n, \ddot{\varphi}_n$ - угловые перемещения, скорости и ускорения элементов системы; M_{mp} - момент сил трения буровой колонны в подшипниковых опорах; n - число элементов системы; β - коэффициент демпфирования.

Элементы механической связи (см. рис. 2), движение которых описывается уравнениями 3-n системы (3), представляют собой металлические тела вращения, в том числе полые. Их крутильная жесткость учитывалась при расчете приведенных жесткостных параметров зубчатой и шлицевой передач. Предварительные расчеты показали следующие значения исходных параметров:

- моменты инерции элементов 3-n: (кг·м^2):

$I_3 = 0.042$; $I_4 = 0.0011$; $I_5 = 0.0027$; $I_{6,n} = 0{,}0072$;

- жесткости элементов 3-n: (Н·м):

$C_3 = 1551.86$; $C_4 = 1525.36$; $C_5 = 17666.5$; $C_{6,n} = 5{,}63 \cdot 10^3$;

- длины участков буровой колонны 6-n (м): $l_6 = 3{,}6$ м, $L_{6\text{-}50} = 162$ м.

Система уравнений (3) решалась численным методом Рунге-Кутта на компьютере с использованием пакета Mathcad 14 [5, 6, 7]. Ниже на рис. 5 приведены результаты решения системы в виде графиков $\omega_{1\text{-}n} = f(t)$

Наличие передаточных отношений между элементами механизма вращения предполагает наличие различных несущих частот (1/с): вал электродвигателя - $\omega_1 = 157$ с$^{-1}$, вал гидродвигателя с шестерней зубчатой передачи - $\omega_2 = 25$ с$^{-1}$, ее колесо - ω_3, шпиндель - $\omega_{4,5}$ и элементы штанги - $\omega_{6,\ 25,\ 50}$ соответственно вращаются со скоростью 6.25 с$^{-1}$. Широкий диапазон основных несущих частот затрудняет их чтение на общем графике в принятом масштабе. Поэтому графическое изображение угловых скоростей и перемещений каждого из элементов системы предлагается в виде отдельных фрагментов по собственной несущей частоте. Здесь приводятся графики наиболее важного для нас участка – буровой колонны.

Необходимо отметить, что на рис. 5 приведены графики изменения углов поворота - φ_{1-n} и угловых скоростей $\omega_{1-n} = f(t)$ элементов буровой колонны длиной 162 м, причем колонна разделена на 45 участков по 3,6 м каждый. Вид свободных колебаний элементов системы имеет свои характерные особенности, хотя все они носят затухающий характер. Из графиков рис. 5 видно, что уже на третьей секунде вращения амплитуды их колебаний по несущим частотам снижаются начального участка буровой колонны - 67%, среднего участка - 66% и конечного участка на 61%. Такое соотношение параметров, а также расположение буровой колонны в конце всей колебательной системы определяет вид крутильных колебаний всех участков штанги. В данном случае, вся кинематическая цепь до буровой колонны является источником боковой частоты, формирующей фазово- модулирующие колебания (см. рис. 5). Таковым же является предыдущий участок штанги для каждого последующего. Их форма и частота в каждых последующих участках штанги близки друг к другу.

Однако их колебания немного сдвинуты по фазе. Это особенно заметно при сравнении колебаний первой, средней и последней штанги буровой колонны, что соответствует 6-ому, 25-му и 50-му участку системы. Сдвиг фазы между указанными участками составляет 0,05 сек, а между первым и последним 0,1 сек. Амплитуда колебаний последнего участка превышает амплитуду колебаний первого на 12%. Это объясняется тем, что жесткости с увеличением длины кинематической цепи уменьшаются, что увеличивает их чувствительность к возмущающим нагрузкам, в данном случае инерционным от предыдущих участков.

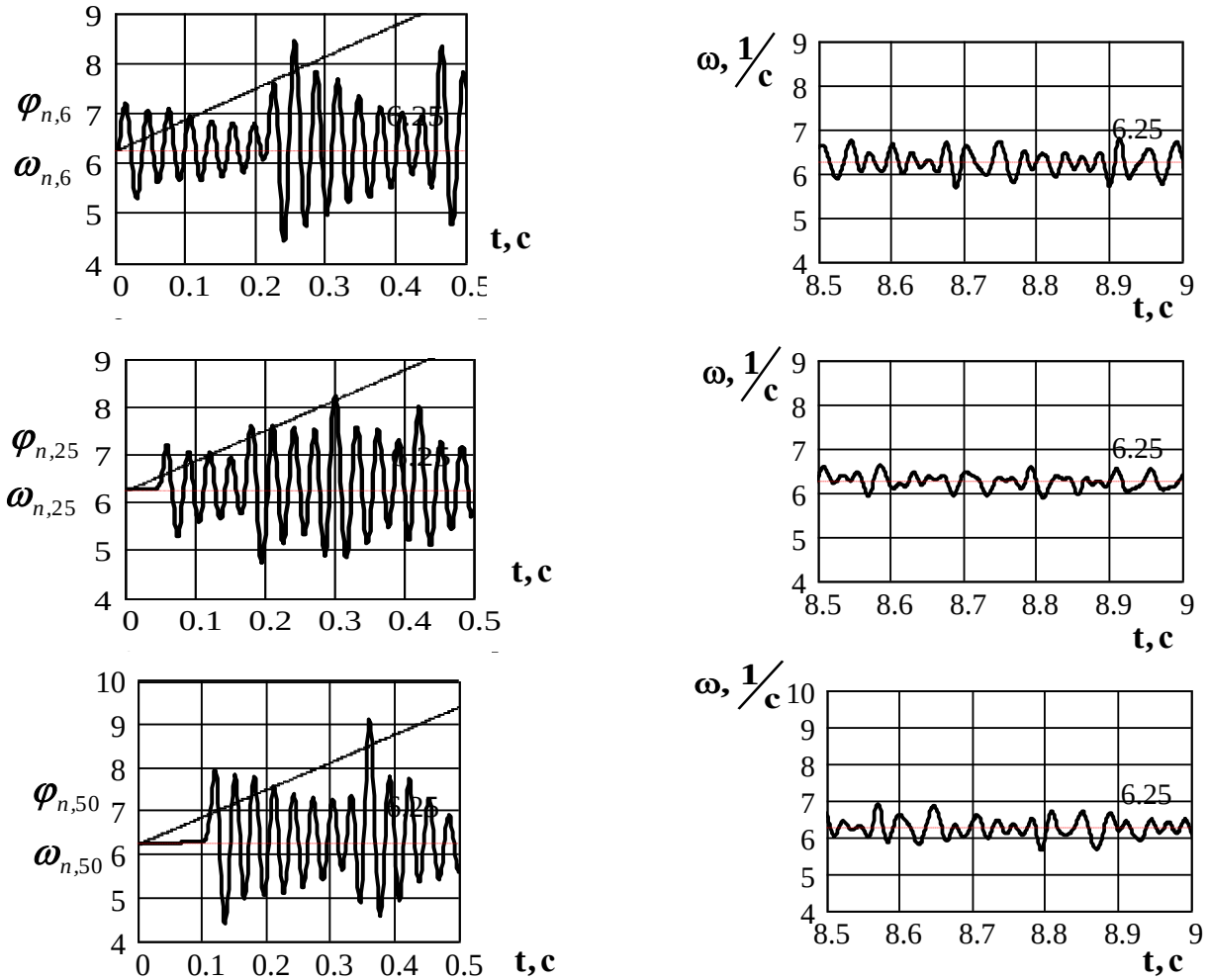


Рис. 5. Зависимости угловых скоростей ω_i и перемещений φ_i начального ω_6, среднего ω_{25} и конечного ω_{50} участков буровой колонны

Рассмотренная модель системы состояла из 50 участков и описывалась системой из ста дифференциальных уравнений первого порядка, каждая, пара которой соответствовала элементу колебательной системы.

Следующим этапом наших исследований является описание поведения системы с длиной колонны 162 м, с учетом наложения на нее возмущающей нагрузки. Величина и характер изменения возмущающего момента зависит от многих факторов, в частности от физико-механических свойств и типа горной породы, от величины и скорости изменения осевой нагрузки, от конструктивных особенностей буровой коронки и жесткости ее фиксации в радиальном направлении, а также возмущающих воздействий на буровую колонну со стороны стенок скважины. Следует отметить, что момент сил сопротивления вращению буровой коронки в горной породе является возмущающей нагрузкой для всей машины в

целом и любое изменение этой нагрузки повлечет изменение состояния всех составляющих этой системы.

В реальных условиях в процессе забуривания первой штанги и в начальный момент каждой последующей, момент нагружения буровой колонны увеличивают постепенно от нуля до близкого к номинальному. Причем возрастание момента сопротивления происходит плавно до номинального значения. Колебания момента сопротивления на коронке со стороны забоя имеют место лишь при бурении перемежающихся горных пород, наличия в них более твердых включений или пустот, а также при неравномерной скорости подачи. Для рассматриваемой системы можно условно принять момент сопротивления возмущающей нагрузки по времени как изменяющийся по тангенциальному или экспоненциальному закону. В пределе это может быть номинальная или максимальная нагрузка, развиваемая приводом вращателя. Поскольку тангенциальная зависимость более проста для вычислений в Mathcad 14 и сама кривая может, легко преобразовываться, в любую по крутизне характеристику мы ее используем в качестве нагрузочной.

2. Для описания поведения системы с вынужденными колебаниями необходимо в правую часть последнего уравнения системы (3) вставить возмущающую нагрузку $\boldsymbol{M_c = arctg(t \times 0.45) \times 195}$.

$$I_n\ddot{\varphi}_n - C_n(\varphi_{n-1} - \varphi_n) - M_{mm} = M_c,$$

где M_c – возмущающая нагрузка для описания поведения системы при вынужденных колебаниях.

В этом случае характер кривой описывается функцией *arctg*. Численными коэффициентами времени t задается фронт нарастания нагрузки и её ограничение до номинального значения. Для исследуемой системы она определяется номинальным крутящим моментом, развиваемым вращателем бурильного механизма.

Решая полученную систему уравнений с буровой колонной в виде 45-массового участка, с учётом моментов сил трения – M_{mp} в подшипниковых опорах и момента сил сопротивления на инструменте – M_c, получаем результат в виде графиков $\varphi_{1-n}, \dot{\varphi}_{1-n} = f(t)$ (рис. 6).

Колебания участков буровой колонны под действием возмущающей нагрузки, как и у элементов трансмиссии, с базовой частотой ω_i = 6,25 рад/сек составляет: для 6-го участка - 7,67 рад/сек, для 25-го - 5,1 и для 50-го - 7,2 рад/сек. Характерной особенностью этих участков является то, что размах колебаний каждого последующего участка смещается ниже базовой частоты, достигая на последнем участке в момент времени 0,59 сек, нуле-

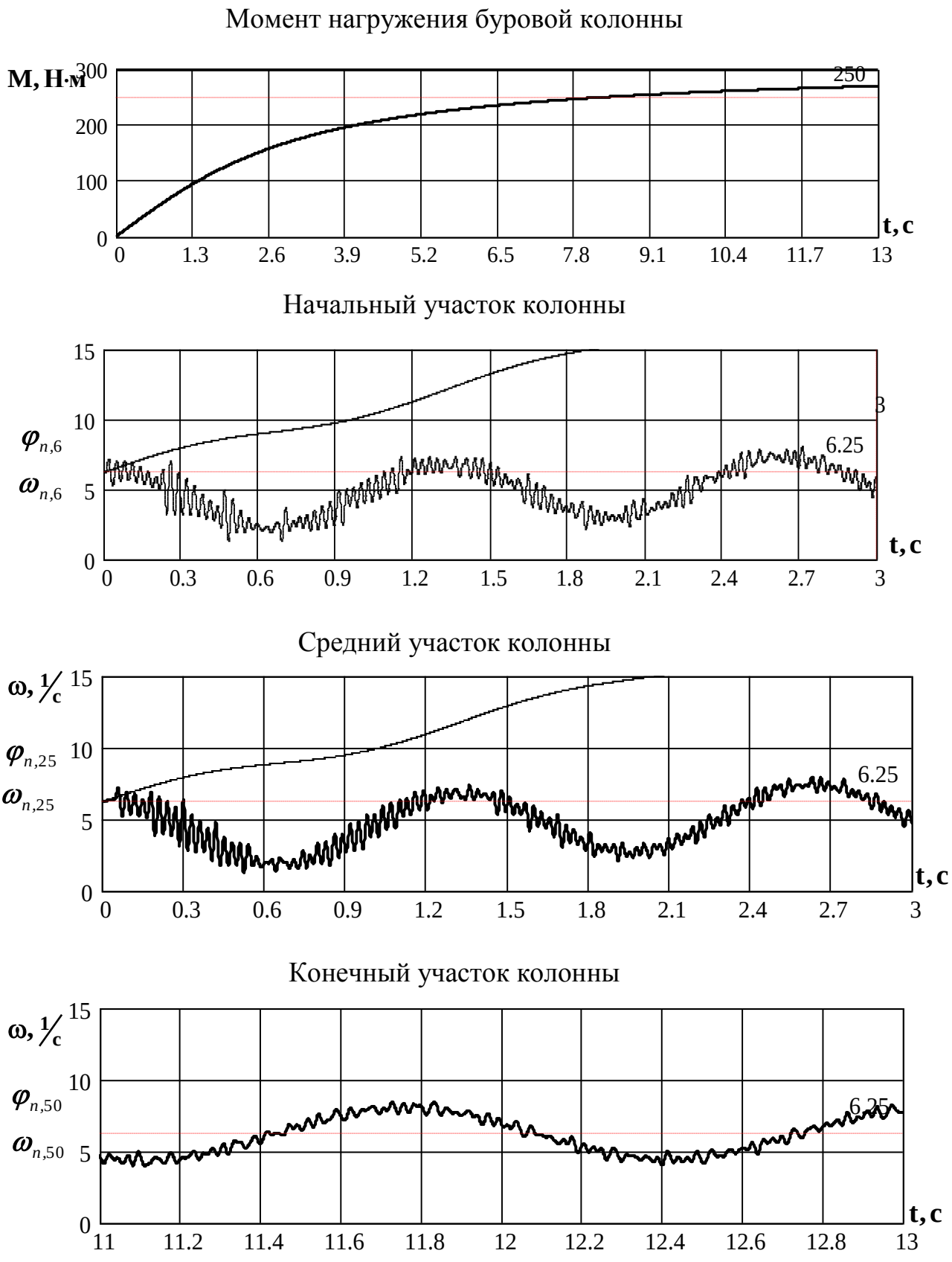


Рис. 6. Зависимости угловых скоростей и перемещений элементов буровой колонны и характеристика нагрузки

вого значения. Время начала колебаний на среднем и последнем участке отстает от начала, так же, как и при свободных колебаниях, соответственно на 0,05 и 0,1 сек. Здесь можно также отметить, что на 9 секунде размах колебаний участков колонны снижается до 3,5 рад/сек с симметричной амплитудой относительно базовой частоты.

В целом необходимо отметить, что при заданной характеристике момента нагружения и ее величине, система работает устойчиво. Нагрузки, действующие на элементы става, находятся в пределах допускаемых его физико-механических свойств, ($\tau = 17 \times 10^7$ Н/м^2).

Более того при вынужденных колебаниях системы с заданной нагрузкой M_c предельный угол закручивания элементов сечения буровой колонны меньше допускаемого в 7,7 раза.

Как уже отмечалось ранее, систему уравнений (3) можно решать с различным числом участков. В данном случае система с 45-массовой буровой колонной, при заданной возмущающей нагрузке M_c, как мы видим, работает устойчиво.

На основании этого можно сделать предварительный вывод, что буровую колонну большой протяженности с принятыми геометрическими размерами и физико-механическими характеристиками необходимо разбивать на участки с длиной не более - 4 метров. В случае невыполнения этого условия возможно неустойчивое поведение системы при наложении на нее, возмущающей нагрузки. Возникающие при этом колебательные процессы, происходящие в моделируемой системе бурового комплекса, будут неадекватно отражать поведение системы относительно реальной модели.

Вывод

Построенная динамическая и математическая модель, без учета влияния изменяющихся физико-механических характеристик горной породы, позволила оценить динамические нагрузки в системе в первом приближении. Для более полного и точного представления о характере и величине динамических нагрузок, возникающих в буровой системе при наложении возмущающего воздействия на буровую колону, необходимо провести дополнительные экспериментальные исследования на стенде, реализующем условия максимально приближенных забойных процессов для различного типа горных пород, что позволит провести уточнение математической модели системы с реальными нагрузками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров. Анализ эффекта самоторможения рычажных механизмов // Современное машиностроение. Наука и образование. 2018. № 7. С. 111-121.

[2] Безруков А. В. Анализ динамики адаптивной малогабаритной фрезы. /А.В. Безруков, Н.И. Наумкин, Н.Н. Шекшаева//Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С. 581-590. DOI 10.1872/MMF-2018-0

[3] А.В. Анохин, В.В. Воронкин, и др. Динамическая модель вращательного бурового комплекса КБ-76. Вестник Технического университета имени И. Раззакова 1999 №2(2), Бишкек 1999. 115-123с.

[4] Манжосов В.К., Абдраимов С., Невенчанная Т.О. Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин. - Фрунзе, «Илим», 1979, 166 с.

[5] А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и Mathcad // Теория механизмов и машин. - 2008. - № 1. - Том 6. - С. 71-80.

[6] К.А. Зиборов, И.Н. Мацюк, Э. М. Шляхов. Силовой анализ механизмов с помощью программы Mathcad // Теория механизмов и машин. - 2010. - № 1. - Том 8. - С. 83-88.

[7] В.П. Верховод. Использование программы Mathcad при синтезе передаточных рычажных механизмов // Теория механизмов и машин. - 2011. - № 1. - Том 9. - С. 69-76.

[8] Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н. Петров. - 3-е изд. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. - 248 с.

[9] А.Н. Евграфов. Об угле давления как о критерии качества передачи сил // Машиноведение. Сборник научных трудов. - СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. С.84-90.

[10] Петров Г.Н. Алгоритм кинето-статического расчета на ЭВМ замкнутых рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 3.

[11] Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терешин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГТУ. - СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2011. - №2(123). - С. 170-176.

[12] Овакимов А.Г. Анализ пассивной связи пространственного шестизвенного механизма с вращательными парами. // Известия вузов

СССР. Машиностроение. - М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1970. - №2. - С. 58-61.
[13] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. - Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[14] 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.
[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. 119-127.

A.V. Anokhin[1], A.V. Bezrukov[2], N.I. Naumkin[3]

MATHEMATICAL MODELING OF A DRILLING MACHINE

[1] Institute of Engineering and Automation, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic;
[2, 3] National Research Mordovia State University, Russia

Abstract

The paper is devoted to mathematical modeling of the operation of a drilling machine with a double column of long-length pipes. Analysis of vibrational processes of internal drill string allows you to set a limit on the angle of twist of cross-section elements of the drill string, and to determine the vibrational characteristics in the transmission, and to ensure consistency of performance parameters of the Executive body and the physical- mechanical properties of the object.

Key words: drilling machine; double column; dynamic model; free and forced vibrations; dynamic characteristics of the drill string.

REFERENCES

[1] A.N. Evgrafov, G. N. Petrov. Analysis of the effect of self-braking of lever mechanisms // Modern mechanical engineering. Science and education. 2018. No. 7. Pp. 111-121.
[2] Bezrukov A.V. Analysis of the dynamics of adaptive small -size milling cutters. / A.V. Bezrukov, N.I. Naumkin, N.N. Shekshayeva//Modern mechanical engineering: S cience a nd e ducation: materials of t he7 th international scientific and practical conference/edited by A.N. Evgrafov and A.A. Popovich. - SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. Univers., 2018. Pp. 581-590. DOI 10.1872/MMF-2018-0

[3] A.V. Anokhin, V.V. Voronkin, and others. Dynamic model of the KB-76 rotary drilling complex. Bulletin of the I. Razzakov Technical University 1999 No. 2(2), Bishkek 1999. 115-123c.
[4] Manzhosov V.K., Abdraimov S., Nevenchannaya T.O. Torsional vibrations in transmissions of drilling machines. - Frunze, Ilim, 1979, 166 p.
[5] A.N. Evgrafov, G.N. Petrov. Computer animation of kinematic schemes in Excel and Mathcad programs // Theory of mechanisms and machines. - 2008. - No. 1. - Volume 6. - Pp. 71-80.
[6] K.A. Ziborov, I.N. Matsyuk, E.M. Shlyakhov. Power analysis of mechanisms using the Mathcad program // Theory of mechanisms and machines. - 2010. - No. 1. - Volume 8. - Pp. 83-88.
[7] V.P. Verkhovod. Using the Mathcad program in the synthesis of transfer lever mechanisms // Theory of mechanisms and machines. - 2011. - No. 1. - Volume 9. - Pp. 69-76.
[8] Evgrafov A.N. Theory of mechanisms and machines: textbook. manual / A.N. Evgrafov, M. Z. Kolovsky, G. N. Petrov. - 3rd ed. - SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. University press, 2015. - 248 p.
[9] A.N. Evgrafov. About the pressure angle as a criterion for the quality of power transmission // mashinovedenie. Collection of proceedings. - SPb.: SPbSTU publishing house, 1997. Pp. 84-90.
[10] Petrov G.N. Algorithm of kineto-static calculation on a computer of closed lever mechanisms // Problems of mechanical engineering and machine reliability. 1993. № 3.
[11] Khrostitsky A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A. Geometry and kinematics of a spatial six- letter book with redundant connections // Scientific and technical Bulletin of SPbSTU. - SPb.: S PbSTU publishing house, 2011. - No. 2(123). - P p. 170-176.
[12] Ovakimov A.G. Analysis of the passive connection of a spatial sixbranched mechanism with rotational pairs. uzov of the USSR. Engineering. - Moscow: publishing house of the Moscow state technical University, Moscow, Russia.1 970. - №2.- P p. 58 -61.
[13] Uicker J.J. Velocity and Acceleration Analysis of Spatial Mechanisms Using 4x4 Matrices. - Northwestern Univers., the Technolog. Inst. Evanston, Illinois, 1963.
[14] 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.
[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. 119-127.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-22
УДК 621.01

В.П. Белогур [1], В.Л. Жавнер [2], М.В. Жавнер [2], Вэнь Чжао [2]

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ ПРУЖИННЫХ ПРИВОДОВ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ШТАНГОВЫХ ГЛУБИННЫХ НАСОСОВ



[1]Валентина Павловна Белогур,
ООО ФИРМА «СПРИНГ-ЦЕНТР»
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 (812)951-00-12, E-mail: v.belogur@yandex.ru



[2]Виктор Леонидович Жавнер,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7 921 774-63-10, E-mail: vjavner@outlook.com



[2]Милана Викторовна Жавнер,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-64-29, E-mail: milanaj@mail.ru



[2] Вэнь Чжао,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: + 7 981-795-47-41, E-mail: wenfly2015@yandex.ru

Аннотация

При разработке теоретических основ проектирования технологического оборудования и его отдельных узлов, совершающих возвратно-поступательные перемещения, особенно перспективным, с

точки зрения снижения энергопотребления, является разработка принципиально нового вида привода для штанговых глубинных насосов, что также позволит снизить массу, габариты и стоимость фундаментов для их установки.

Разработка теоретических основ проектирования оборудования с минимальными затратами энергии позволит разработать как алгоритмы проектирования, так и оценки технологического оборудования с позиций энергетических затрат. Актуальность задачи снижения энергопотребления технологическим оборудованием состоит в том, что в настоящее время отсутствует системный подход к выявлению и оценке составляющих энергетических затрат. Снижение энергетических затрат, например, в три раза, позволит снизить необходимую мощность приводов в девять раз. Это касается нефтедобычи прежде всего и загрузочно-разгрузочных операций в большинстве отраслей промышленности.

Ключевые слова: энергосбережение; мехатроника; пружинный привод; рекуперация энергии; рабочие операции циклического действия; штанговые глубинные насосы, инерционные силы; уравновешивающие устройства; производительность; быстродействие

Введение. Снижение потребления энергии при одновременном обеспечении роста мировой экономики требует комплексного подхода к решению экологических проблем, обеспечению продовольственной безопасности при одновременном снижении энергетических затрат. Необходимо признать, что основным потребителем энергии является технологическое оборудование в любой отрасли промышленности.

Рассматривая жизненный цикл технологического оборудования и инфраструктуру, которая обеспечивает его функционирование, можно отметить, что основными характеристиками, определяющими затраты энергии на стадии изготовления является масса оборудования. В процессе эксплуатации масса оборудования определяет затраты энергии на строительство зданий и поддержание их рабочем состоянии. Масса его подвижных частей, габаритные размеры, система приводов и установочная мощность определяют текущие затраты энергии. При сравнительном анализе различных видов технологического оборудования одного функционального назначения все вышеперечисленные характеристики, отнесенные к единице продукции, могут служить критериями оценки их энергетической эффективности [1-12].

Энергопотребление технологическим оборудованием, определяется работой, затрачиваемой на выполнение технологических операций, работой, связанной с диссипативными потерями, работой, обусловленной силами инерции, работой, затрачиваемой на преодоление сил тяжести и затратами энергии на системы управления [1].

На рис. 1 представлена схема потребления энергии в современном технологическом оборудовании.

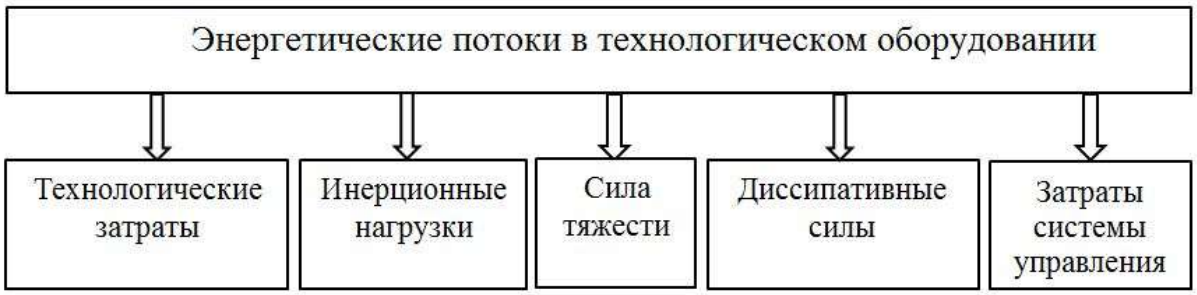


Рис.1. Схема потребления энергии в технологическом оборудовании

При заданном технологическом процессе, значительную часть составляют затраты энергии, связанные с преодолением сил тяжести и сил инерции, причем при наличии рабочих операций, связанных с возвратно-поступательными и возвратно-вращательными перемещениями рабочих масс, эти операции в основном и определяют затраты энергии. В работе [1] показано, что при повышении производительности, например в 2 раза, затраты энергии возрастают в 4 раза, а требуемая мощность в 8 раз. В работе [11,13] установлена зависимость между коэффициентом трения, временем и величиной перемещения, определяющую равенство работ, затраченных на разгон и торможение инерционных масс и на преодоление диссипативных потерь.

Первым мехатронным пружинным приводом с рекуперацией энергии можно считать устройство, запатентованное в СССР в 1977г шведской фирмой Electrolux [2]. Пружинный аккумулятор в этом устройстве аналогичен пружинному аккумулятору, приведенному в описании к патенту Германии, полученному Л. Сциллардом и А. Эйнштейном «Электромеханическое устройство для получения колебательных движений» [3]. Устройство предназначалось для холодильных компрессоров, и в нем использовался линейный электродвигатель и линейный пружинный аккумулятор. Этот патент позднее был куплен фирмой Electrolux.

Рассматривая устройство по шведскому патенту можно признать его мехатронным устройством, в соответствии с работой [4] в нем присутствует «массовое» (от понятия масса), «энергетическое» и «информационное» содержание и при проектировании мехатронных устройств системы уравнений должны учитывать зависимости, существующие между информацией, массой и энергией.

После демонстрации этого устройства в Москве на симпозиуме по робототехнике появилось много технических решений по разработке приводов промышленных роботов [7-12].

В работах [11,12] обобщены теоретические работы по проектированию мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии для промышленных роботов. Надо отметить большие затраты энергии промышленными роботами. Прежде всего, это определяется переносом изделий по сложным траекториям с заданными законами движения и при больших массах манипуляционных систем. В связи с этим широкое применение получили пружинные уравновешивающие устройства, уменьшающие рабочие нагрузки в системах приводов промышленных роботов [14].

Необходимо отметить разнообразные термины при разработке указанных выше приводов. В данной работе авторы пользуются термином- «мехатронный пружинный привод с рекуперацией энергии», который четко определяет его сущность:

1. Основным двигателем является пружинный аккумулятор, который за счет запасенной энергии разгоняет рабочие массы, а затем их тормозит, накапливая потенциальную энергию;
2. Наличие управляющей системы, обеспечивающей включение и отключение двигателей для компенсации диссипативных потерь и управление фиксаторами для обеспечения технологического выстоя;
3. Имеется двигатель для компенсации диссипативных потерь, мощность которого в несколько раз меньше мощности пружинного аккумулятора и которая определяется величиной диссипативных потерь.

Помимо промышленных роботов мехатронные пружинные приводы получили распространение для вспомогательных рабочих операций [14-21].

Интересным направлением является использование для мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии стандартных пневматических цилиндров с возвратными пружинами. При таком построении мехатронного привода пружины определяют режимы работы, а пневматические цилиндры обеспечивают компенсацию диссипативных потерь и фиксацию выходного звена в крайних положениях [22-29].

В работах [30-32] выполнен сравнительный анализ характеристик электромеханических, пневматических, гидравлических и пружинных приводов с рекуперацией энергии, предназначенных для рабочих операций, связанных с возвратно-поступательным перемещением рабочих масс. Максимальная величина перемещений была равна 2000мм, максимальная масса 8000кг.

Мехатронные пружинные приводы с рекуперацией энергии обладают наименьшими затратами энергии по сравнению со всеми другими типами

приводов, имеют наилучшие показатели по удельной мощности (мощность, развиваемая приводом, отнесенная к его весу – Вт/Н). Кроме того, они обладают следующими преимуществами:

1. Высокая надежность;
2. Высокий срок службы;
3. Низкий уровень шума;
4. Хорошая пожароустойчивость и взрывобезопасность;
5. Нечувствительность к перепаду температур;
6. Благоприятные динамические режимы.

По максимальному габаритному размеру, вдоль направления перемещений, они могут соперничать с электромеханическими модулями для прямолинейных перемещений с использованием винтовой передачи.

Линейные пружинные приводы с рекуперацией энергии имеют меньший линейный габарит в направлении движения по сравнению с актюаторами, пневматическими и гидравлическими цилиндрами, и имеют равные показатели с модулями для линейных перемещений с подвижными столами с электроприводом.

В работе поставлена задача разработки технической идеологии проектирования мехатронного пружинного привода при перемещении рабочих органов в вертикальной плоскости с величиной перемещения до 2х метров и перемещаемой массой до 8000кг. Эти характеристики имеют штанговые глубинные насосы, которых в мире эксплуатируется не менее 10 000 штук.

Рассматривая режимы работы штангового глубинного насоса необходимо отметить, что рабочие движения происходят в вертикальной плоскости, как правило, в пределах до 2м и с массой нагрузки до 8000кг. Количество циклов в минуту ориентировочно равно 15. В отличие от рассмотренных выше мехатронных приводов, где перемещения осуществляются в горизонтальной плоскости, в штанговом глубинном насосе движение происходит в вертикальной плоскости и основными нагрузками являются силы тяжести и инерционные нагрузки.

Классическим вариантом привода штангового глубинного насоса является привод, имеющий выходное звено, совершающее возвратно-качательное движение, причем с одной стороны на этом звене закреплен сегмент блока с гибким элементом, который в свою очередь соединен со штангой насоса. С другой стороны, выходное звено соединено с противовесом. По такой схеме выполнено подавляющее большинство нефтяных станков-качалок. В последние годы появились другие виды приводов штанговых глубинных насосов, из которых выделим следующие типы:

1. Приводы с пневматическими системами уравновешивания;

2. Приводы с использованием гидравлических цилиндров без системы уравновешивания;
3. Приводы с электроприводом и грузовым уравновешиванием;
4. Приводы с линейными электродвигателями с грузовым уравновешиванием [33].

В работе рассматривается мехатронный пружинный привод с рекуперацией энергии, схема которого представлена на рис. 2. Привод состоит из пружинного аккумулятора, двигателя для компенсации диссипативных потерь, уравновешивающего устройства и системы управления с информационно-измерительными компонентами.

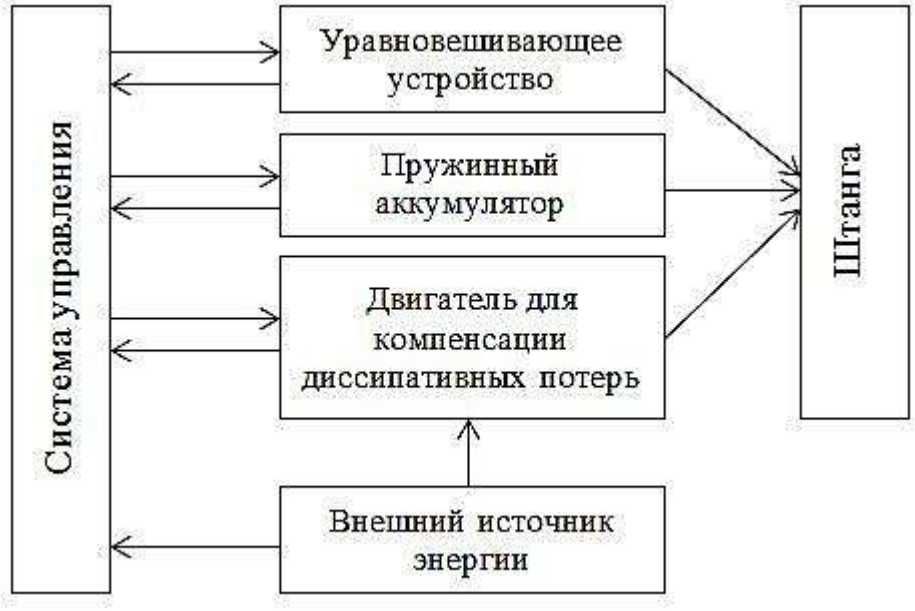


Рис. 2. Структурная схема мехатронного пружинного привода

В качестве двигателя для компенсации диссипативных потерь возможно использование стандартных двигателей с выходным звеном, совершающим возвратно-поступательное перемещение. В данной работе предлагается использовать линейные двигатели с ротором, совершающим возвратно-поступательное перемещение [33].

Затраты энергии в мехатронных пружинных приводах определяются в основном потерями, связанными с внутренним трением в пружинах [11] и приблизительно в пять раз меньше, чем затраты энергии стандартных классических приводов. В связи с этим для первоначальных расчетов работа, затрачиваемая на преодоление диссипативных потерь можно брать равной 20% от максимальной потенциальной энергии пружинного аккумулятора.

При создании мехатронных пружинных приводов используются стандартные пружины сжатия, производство которых освоено в России.

Выполнено исследование характеристик пружинных приводов с центральным расположением относительно устья скважины.

На рис. 3 представлена схема пружинного привода с центральным расположением штанги и грузовым уравновешиванием.

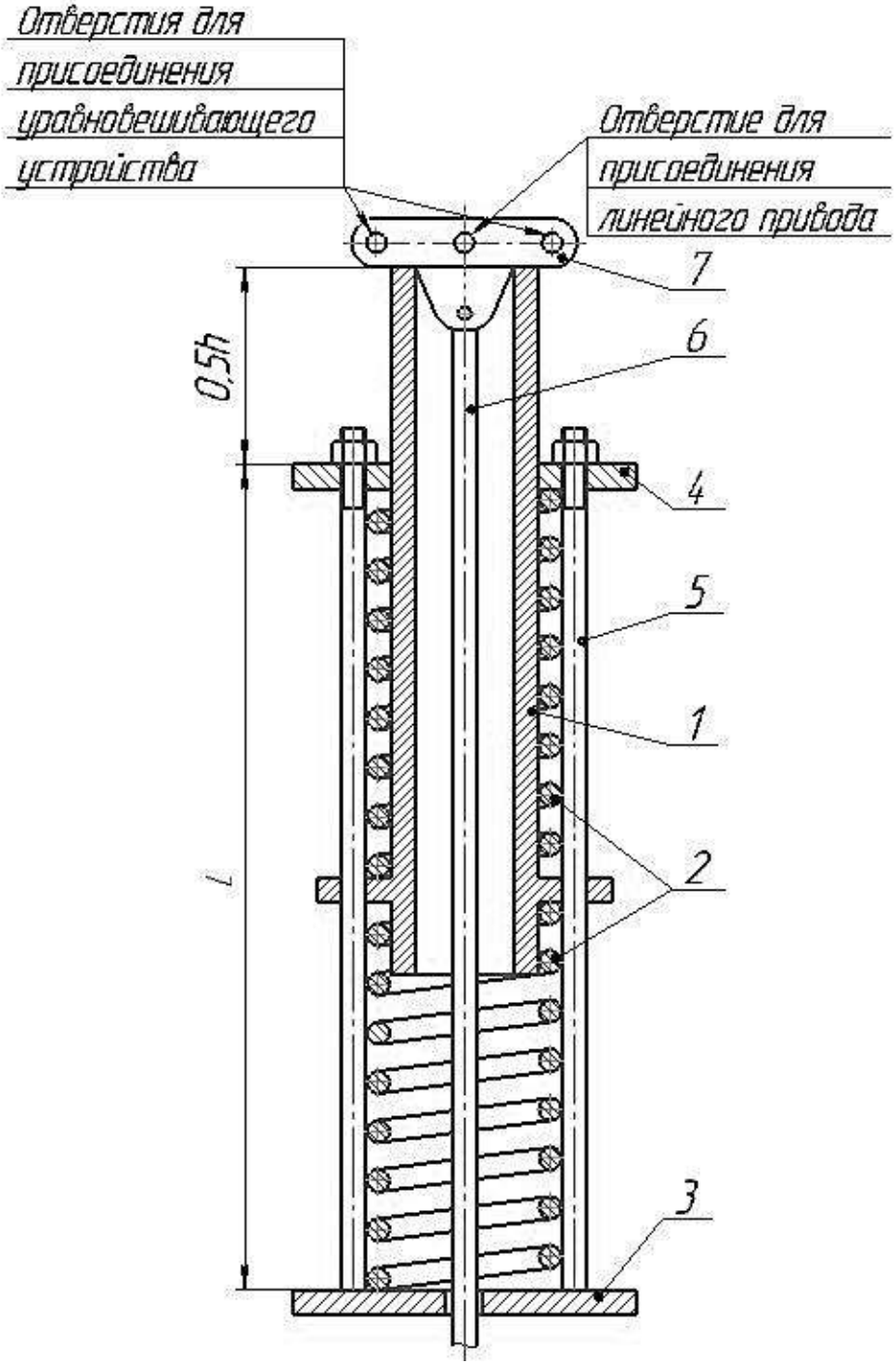


Рис. 3. Схема пружинного привода с центральным расположением штанги и уравновешиванием:
1 – выходное звено, 2 – пружины, 3 – основание, 4 – плита, 5 – стяжки, 6 – штанга, 7 – траверса

Динамическая модель привода представлена на рисунке 4.

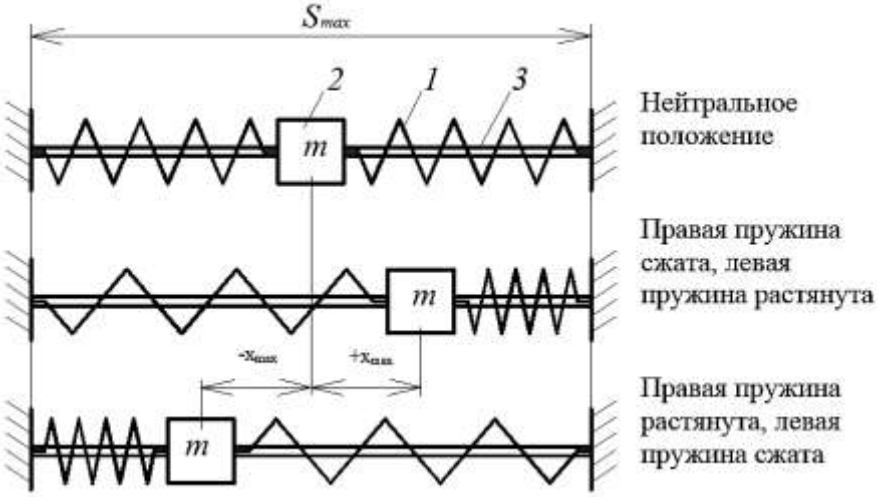


Рис. 4. Динамическая модель пружинного аккумулятора с двумя пружинами сжатия

Связь между основными параметрами пружинного привода определяется уравнением, определяющим время движения выходного из одного крайнего положения в другое. Время перемещения рабочего органа из одного крайнего положения в другое, для линейного пружинного аккумулятора с двумя пружинами, без учета диссипативных потерь определяется из выражения:

$$t = \pi\sqrt{\frac{m}{2c}} \tag{1}$$

Время t и масса m являются основными характеристиками рабочей операции, выполняемой приводом. Рабочий ход штанги также является характеристикой привода. Идеология пружинного привода позволяет использовать его при сохранении быстродействия при меньших ходах привода.

При проектировании привода из уравнения (1) определяется требуемая жесткость пружин c.

$$c = \frac{\pi^2}{t^2} \cdot m/2 \tag{2}$$

Зная требуемое перемещение h, определяется максимальное рабочее усилие пружины:

$$F_2 = ch \tag{3}$$

И рабочее число витков:

$$n = \frac{h}{s_3}, \tag{4}$$

где s_3 –принятый максимальный прогиб одного витка.

В таблице 1 представлены характеристики пружинных аккумуляторов, которые предлагается использовать при разработке приводов для глубинных штанговых насосов.

Таблица 1

m, кг	2000	3000	4000	6000	8000
h, мм	1000	1000	1500	2000	2000
F_2, Н	3500	3550	5760	13670	14780
c, Н/м	2580	3550	3840	6800	7390
t, с	1,96	2,10	2,27	2,08	2,31
n	25	20	38	25	25
D, мм	125	140	180	260	320
d, мм	10	11	16	22	25
L, мм	2200	2500	3100	3400	3400
$4m_{пр}$, кг	30	76	80	140	180

Энергетической характеристикой пружины является максимальная потенциальная энергия, накопленная пружиной в максимально сжатом положении:

$$V = 0{,}5ch^2 \quad (5)$$

Тогда максимальная работа, которая должна быть затрачена на компенсацию диссипативных потерь, будет равна:

$$A_Д = 0{,}2V$$

Определим требуемые характеристики привода для компенсации диссипативных потерь. В большинстве случаев компенсация диссипативных потерь для автоколебательных систем осуществляется в соответствии с теоремой Эри [33-35]:

Непременным требованием при построении систем компенсации диссипативных сил для мехатронного рекуперативного привода является выполнение следующего условия: работа двигателя для компенсации диссипативных сил линейного пружинного аккумулятора $A_{ЛП}$, должна быть равна или незначительно превышать работу, которую он затрачивает на преодоление диссипативных сил $A_Д$.

$$A_{ЛП} \geq A_Д$$

В соответствии с теоремой Эри при подаче компенсационно-силового воздействия в начале периода, время перемещения на заданное расстояние уменьшается, в конце периода увеличивается, а при воздействии в промежуток времени, симметричный относительно точки устойчивого равновесия, время определяется полупериодом колебательной системы. Точно так же полупериод колебательной системы сохранится, если будут даны два идентичных импульса в начале и в конце полупериода. Графически теорема Эри показана на рис.5.

С точки зрения уменьшения мощности компенсационного двигателя, предпочтительно силовое воздействие включать или на протяжении всего

полупериода или в начале и в конце хода. Ограничением в этом случае является максимальная скорость, развиваемая компенсационным двигателем.

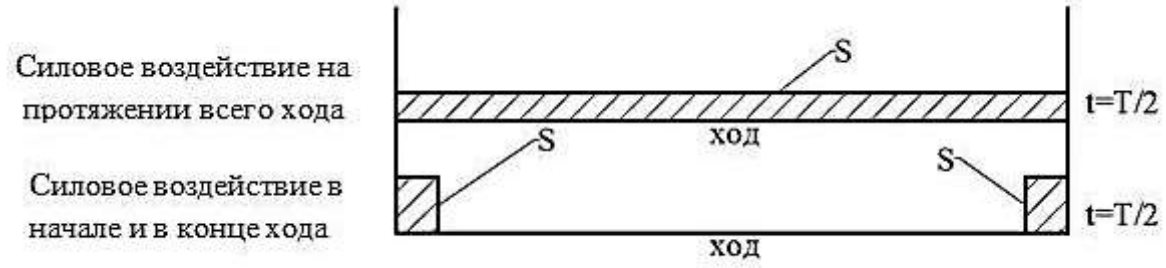


Рис. 5. Графическое изображение теоремы Эри

Если максимальная скорость компенсационного двигателя превышает максимальную скорость пружинного аккумулятора, то целесообразно использовать вариант с постоянным включением во время перемещения.

Максимальная скорость пружинного аккумулятора без учета диссипативных потерь определяется из выражения [32].

$$\dot{x}_{max} = \frac{\pi}{t} x_{max} \qquad (6)$$

Если максимальная скорость компенсационного двигателя $\dot{x}_{\text{лп}}$ меньше максимальной скорости пружинного аккумулятора, то выключение и включение его должно быть в точках пересечения их скоростных характеристик (рис. 6).

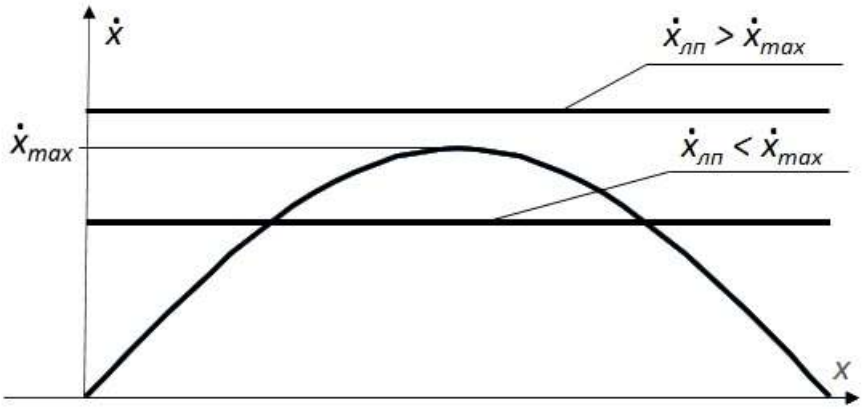


Рис. 6. Скоростные характеристики линейных и пружинных приводов

Традиционно, в приводах штанговых глубинных насосов используется грузовое уравновешивание [36,37]. Для уравновешивания систем с постоянной нагрузочной характеристикой также может использоваться устройство, в котором нагрузка приложена к кулачку переменного радиуса, жестко соединенного с блоком постоянного радиуса, на котором закреплен трос, соединенный с другой стороны с цилиндрической винтовой пружиной [12,38].

Кроме того, уравновешивание постоянной статической нагрузки можно обеспечить с помощью кривошипно-ползунного механизма, в котором длина шатуна равна длине (радиусу) кривошипа, а кривошип снабжен пружинным аккумулятором с моментной характеристикой, изменяющейся по синусоидальному закону [13].

Реализация такого устройства обеспечивается последовательным соединением кривошипно-ползунного механизма с кривошипно-кулисным механизмом, причем кривошип является их общим элементом, а длина кривошипа равна длине шатуна и расстоянию между осями шарнирных соединений кулисного механизма с основанием. Этот размер обозначен *l*. Кроме того кулиса выполнена в виде гибкого элемента, огибающего два блока, один из которых установлен на оси кривошипа, а второй на основании, причем расстояние между осью блока и осью соединения кривошипа с основанием, равно длине кривошипа (рис. 7).

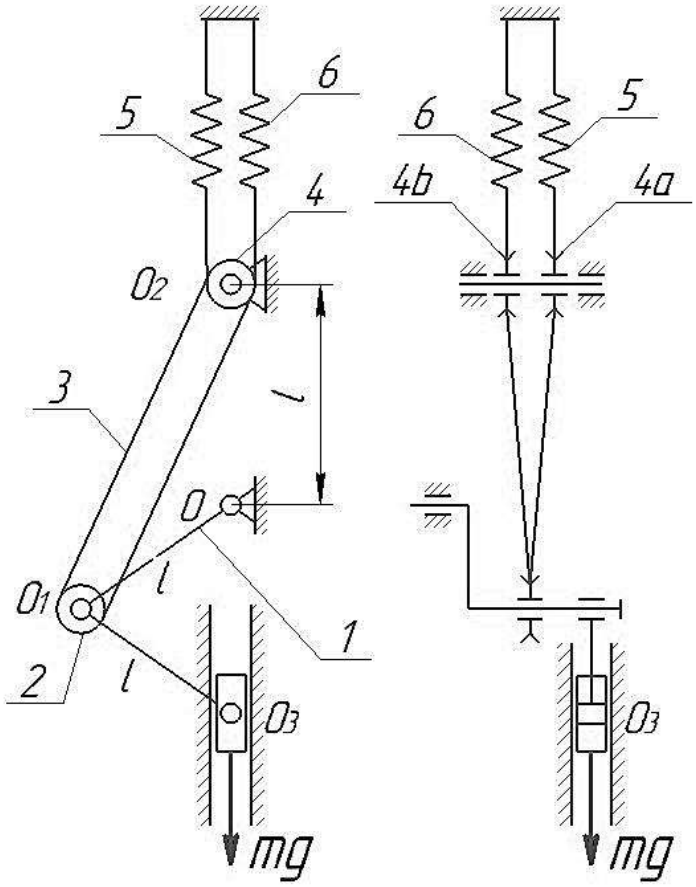


Рис. 7. Схема уравновешивающего устройства для привода нефтяной качалки: 1 – поворотный рычаг, 2 – блок, 3 – гибкий элемент, 4*a,* 4*b* – блоки, закрепленные на основании, 5,6 – пружины

При конфигурации уравновешивающего устройства, когда оси O_1 и O_2 совпадают, усилие пружин должно быть равно нулю, а при конфигурации,

когда расстояние между осями O_2 и O_3 максимально и равно $3l$ максимальное усилие двух пружин равно:

$$F_2 = 4mg \quad (7)$$

причем суммарная жесткость двух пружин должна быть равна:

$$c = \frac{2mg}{l} \quad (8)$$

При таких характеристиках пружин получаем синусоидальную моментную характеристику, обеспечивающую уравновешивание массы штанги нефтяной качалки (рис. 8).

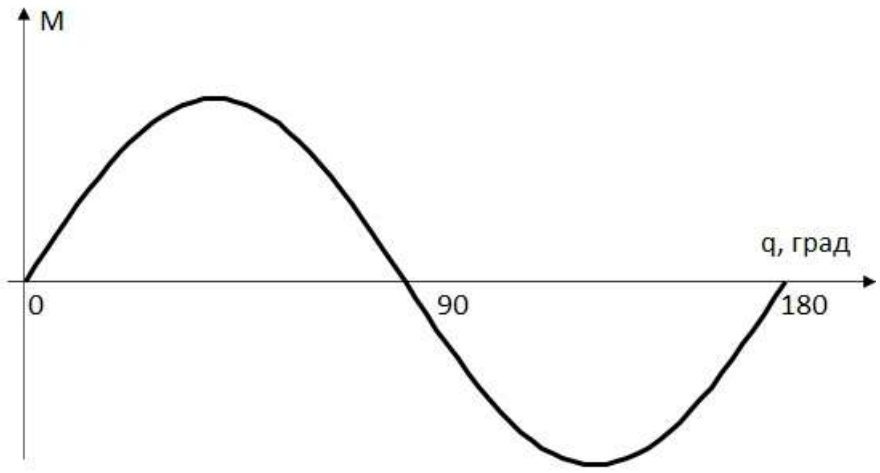


Рис. 8. Синусоидальная моментная характеристика уравновешивающего устройства

Определим приведенную массу к оси шарнирного соединения штанги с уравновешивающим устройством от массы его звеньев. Массы звеньев уравновешивающего механизма могут быть заменены тремя сосредоточенными массами [39]:

1. Массой m_1 – в пальце кривошипа (ось O_1).
2. Массой m_2 – поступательно движущиеся элементы кулисного механизма: гибкие элементы, пружины, масса других элементов, движущихся со скоростью гибких элементов.
3. Массой шарнирного соединения уравновешивающего устройства со штангой.

Массы шарнирного соединения со штангой, нужно учитывать при проверочных расчетах привода.

Масса m_1 зависит от массы конструктивных элементов шарнирного соединения: подшипников, осей, крышек и т.д., массы блоков и массы гибких элементов, огибающих блок.

Уравнение кинетической энергии для определения приведенной массы к выходному звену пружинного привода имеет вид:

$$\frac{m_{\text{пр}}\dot{Z}^2}{2} = \frac{J\dot{q}^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \frac{\dot{S}^2}{3}}{2} \quad (9)$$

где

$\dot{Z}$ – скорость точки соединения пружинного аккумулятора со штангой,

J – момент инерции кривошипа,

$\dot{q}$ – угловая скорость кривошипа,

$\dot{S}$ – скорость деформации пружины.

Момент инерции кривошипа равен

$$J = m_1 l^2 \quad (10)$$

Зависимость угловой скорости кривошипа и скоростью штанги имеет вид

$$\dot{q} = \frac{\dot{Z}}{2l \sin q} \quad (11)$$

Определим соотношение между угловой скоростью кривошипа и скоростью деформации пружины.

Уравнение для определения текущего расстояния между осями O_1 и O_2 имеет вид

$$S = 2l \cos\frac{q}{2} \quad (12)$$

Переменными в этом уравнении являются S и q.

Взяв производные, получим соотношение между скоростью деформации пружины и угловой скоростью кривошипа:

$$\dot{S} = \dot{q} l \sin\frac{q}{2} \quad (13)$$

С учетом уравнений (9–11) приведенная масса уравновешивающего устройства к оси шарнирного соединения со штангой определяется из следующего выражения:

$$m_{\text{пр}} = \frac{m_1}{4 \cdot (\sin q)^2} + \frac{m_2}{16 \cdot \left(\cos\frac{q}{2}\right)^2} \quad (14)$$

Оценим составляющую приведенной массы от массы m_2, в которой основную долю составляет масса пружины. Масса пружины имеет величину, намного превышающую массу всех элементов уравновешивающего устройства. Масса штанги m определяет максимальное усилие пружины, в соответствии с уравнением (7), а максимальный рабочий ход позволяет в зависимости от принятых размеров уравновешивающего устройства определить массу пружины.

Например, для штанги с массой m=8000кг необходимо использовать два уравновешивающих устройства (рис. 7) и суммарное усилие четырех пружин должно равняться 320000Н, что обеспечивает точную синусоидальную моментную характеристику, представленную на рис. 8. В этом случае при рабочем удлинении пружины равном 2l, суммарная масса пружин составит 4640кг. На рис. 9 представлен график изменения

коэффициента $К_{ПР}$, определяющего составляющую приведенной массы от m_2. Его изменение лежит в пределах от 0,0625 до 8,228.

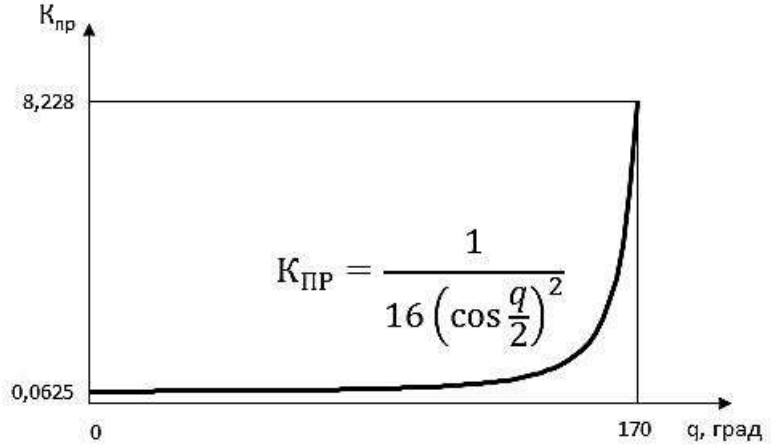


Рис. 9. Закон изменения коэффициента $К_{ПР}$ в зависимости от угла q

Рассмотрим диапазон масс – 2000, 3000, 4000, 6000 и 8000кг.

Максимальные усилия пружин для этого ряда масс, соответственно, равны 80000, 120000, 160000, 240000 и 320000Н.

При расчете приведенной массы учитывается одна треть массы пружины.

Для массы штанги 8000кг, суммарная масса пружин равна 2320кг.

В таблице 2 представлены основные характеристики пружин уравновешивающих устройств, использующих пружины в соответствии с ГОСТ 13773-86.

Таблица 2

	Максимальное усилие пружин, Н	Масса 4х пружин, кг	l,мм	h,мм	m, кг
1	320 000	2320	1250	2000	8000
2	240000	1720	1250	2000	6000
3	160 000	1290	1000	1500	4000
4	120 000	750	1000	1500	3000
5	80 000	530	1000	1500	2000

Результатом работы является определение характеристик пружинных аккумуляторов и пружинных уравновешивающих устройств, на базе которых в различных комбинациях можно реализовать мехатронные пружинные приводы с рекуперацией энергии с существенным снижением и затрат энергии, и установочной мощности. Авторы хотели бы обратить внимание и специалистов по нефтедобыче и разработчиков нефтяных станков-качалок на преимущество мехатронных пружинных приводов с рекуперацией энергии.

В рамках дальнейших исследований будет разработана идеология проектирования, позволяющая минимизировать размеры звеньев и обеспечивающая снижение диссипативных потерь. Единственной серьезной задачей является выбор двигателей для компенсации диссипативных потерь.

Авторы надеются, что инженерное сообщество обратит внимание на данные исследования. Применение мехатронных пружинных приводов в кантователях и грузоподъемных платформах является также достаточно перспективным направлением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. –М.: Машиностроение, 1978. –184 с.

[2] Патент №568346 (СССР) Механическая рука/ Геран Арвид Хеннинг Ридерстрам.-Заявл. 18.02.74, Б.И..1977.-№29

[3] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elertromagnetische Vorrichtung zur Erztugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritatsdatum 1.Juni 1928.

[4] Мехатроника: Пер. с яп./ Т.Исии, И.Симояма, Х.Иноуэ и др.-М.: Мир.-1988.-С.318.

[5] Патент РФ 1006208. Механическая рука/Л.М.Болотин, А.И. Корендясев, Б.Л.Саламандра, Л.И.Тывес//Б.И.-1983-№11.

[6] Патент Р.Ф. №1110623. Механическая рука/Л.М.Болотин, А.И.Корендясев, Б.Л.Саламандра, Л.И.Тывес//БИ. –1984. -№32.

[7] Патент Р.Ф. №1323378. Механическая рука/Л.М.Болотин, А.И.Корендясев, Б.Л.Саламандра, Л.И.Тывес// БИ. –1987. -№11.

[8] 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.

[9] Акинфиев Т.С. Резонансные манипуляционные системы с электроприводом. –М.: Машиноведение. –1983. –№6. С.18–23.

[10] Акинфиев Т.С., Пожаринский А.А. Динамика и устойчивость резонансной манипуляционной системы с двухсторонним пневмоприводом. - М.: Машиностроение, –1984. С.279-286.

[11] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. – М.: Наука. – 2006.

[12] Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И., и др. Манипуляционные системы роботов. – М.: Машиностроение. – 1989. - С.279-286.

[13] Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы с выходным поворотным звеном для шаговых перемещений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 10 (679). С. 9-17.
[14] Жавнер М.В. Методы расчета и проектирования исполнительных устройств робототехнических систем на базе пружинных механизмов: автореферат дисс. канд. техн. наук. СПБ.: Изд-во СПБГПУ, 2003. 18 с.
[15] 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.
[16] Надеждин И.В., Мочанов А.А. Динамика мехатронных рекуперативных приводов загрузочных устройств автоматизированных сборочных систем // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева, –2015. –№ 1(32). –С.19–24.
[17] Надеждин, И.В. Исполнительные механизмы цикловых машин-автоматов и мехатронных систем /И.В. Надеждин. – Изд.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015.– 280 с.
[18] Надеждин И.В., Высокодинамичные механизмы вспомогательных операций автоматизированных сборочных производств. Москва : Машиностроение, 2008. 270 с.
[19] Надеждин И.В., Мочанов А.А. Экспериментальные исследования динамики мехатронных загрузочных устройств с рекуперацией энергии. Фундаментальные основы механики. 2017г. №2 с.54-58.
[20] Сысоев С. Н., Глушков А. А. Цикловые приводы колебательного типа: монография /Федер. агентство по образованию, Владимир. гос. ун-т. - Владимир: Изд-во Владимир. гос. ун-та, 2010. – с. 184.
[21] Семеноженков В.Е. Разработка теории, методов проектирования и создание рекуперативных средств механизации кузнечно-штамповочного производства; дис. д-ра технических наук. 05.03.05./Семеноженков В.С. Воронеж,1999г.-366 с.
[22] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1–5.
[23] Жавнер В.Л., Чжао В., Янь Чуаньчао, У Лун, Мехатронные рекуперативные приводы для возвратно-поступательных перемещений на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами, Современное машиностроение. Наука и образование. 2019. № 4. С. 476-486.
[24] Жавнер М.В., Янь Чуаньчао, Чжао Вэнь. Мехатронные рекуперативные приводы для шаговых перемещений на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами, Вестник Международной академии холода. 2019. № 2. С. 22-28.

[25] Чжао В., Жавнер В.Л., Смирнов А.Б., Янь Ч. Применение пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных рекуперативных приводах, Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25. № 1. С. 111-123.
[26] Zhao Wen, Zhavner Victor Leonidovich. The use of pneumatic cylinders with a return spring to compensate for balance losses in mechanical regenerative drives for reciprocating movements, 6-th international BAPT conference “POWER TRANSMISSIONS 2019” 2019 VARNA, vol. 1, p 107-112.
[27] Жавнер В.Л., Вэнь Чжао, Лун У. Исследование мехатронного устройства для размотки и протягивания рулонных материалов в дискретном режиме// Изв. Вузов. Приборостроение. 2020. Т63, №4. С.322-329.
[28] Yan Chuanchao, Zhao Wen, The use of pneumatic cylinders with return springs when creating mechanical drives with recuperative energy, 6-th international BAPT conference “POWER TRANSMISSIONS 2019” 2019 VARNA, vol. 1, p 163-167.
[29] Victor L. Zhavner, Wen Zhao, Chuanchao Yan and Long Wu , Research and Development of a Spring Drive with Recovery Energy in the Presence of a Variable Inertial Load, Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference, «Modern Engineering: Science and Education», Saint Petersburg, Russia, June 2019. 2019 vol. 1, p 209-220.
[30] Сарваров А.С., Васильев А.Е., Даниленко К.В., Меньшикова Е.В. Сравнительный анализ приводов мехатронных систем//Теория и практика автоматизированного производства. Эсик. №4(25), 2014-с.21-24.
[31] Брылина О.Г., Языков Ю.С. К сравнительному анализу пневматических, гидравлических и электроприводов. Энерго- и ресурсосбережение. Тр.4. №1, .2016г. Южно-уральский государственный университет.
[32] Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.ME.) 2018, No.12. 9. pp 784-789.
[33] Kellhoff G. La formule d^Airy.-Mem. Acad. Bel., 1897/ Vol. 5 №11
[34] Баутин. Н.Н. Динамическая теория часов. –М.: Наука,-1986.-192 с.
[35] Milana V. Zhavner, Sen Li and Chuanchao Yan, Research of Spring Accumulators with Output Rotary Link Used in Technological Equipment to Reduce Energy Consumption // Advances in Mechanical Engineering Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2019. p. 221-232

[36] CN2284867U Y, 1998. 06. 24/ Linear motor driven beam-pumping unit Shen Fengquan, Sun Ping, Wang Tongbin
[37] CN-0561759, 2015-09-07, Submersible oil well pump set having underground drive conversion device, Zhang Ruiqi, Zhao Ksikhuan, Zhao Xihua.
[38] Патент РФ № 529074 от 25. 09. 1976. Устройство вертикального перемещения/ Ивкин А. М., Петров Л. Н., Полищук Н. Ф. (RU).
[39] Механика машин. Т. 2. Кинетостатика и динамика машин. Трение в машинах. Колчин Н.И. Л., Машиностроение, 1972 г. 456 с.

V.P. Belogur [1], V.L. Zhavner [2], M.V. Zhavner [2], Wen Zhao [2]

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF MECHATRONIC SPRING DRIVES WITH ENERGY RECOVERY FOR ROD DEPTH PUMPS

[1]LLC firm «SPRING-CENTER», Russia;
[2]Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

When developing the theoretical basis for the design of technological equipment and its individual units that perform reciprocating movements, the development of a fundamentally new type of drive for rod depth pumps is particularly promising in terms of reducing energy consumption, which will also reduce the weight, dimensions and cost of foundations for their installation. The development of theoretical foundations for designing equipment with minimal energy costs will allow us to develop both design algorithms and evaluation of technological equipment in terms of energy costs. The relevance of the task of reducing energy consumption by technological equipment is that there is currently no systematic approach to identifying and evaluating the components of energy costs. Reducing energy costs, for example, by three times, will reduce the required drive power by nine times. This applies primarily to oil production and loading and unloading operations.

Key words: energy saving; mechatronics; spring drive; energy recovery; cyclic operation; rod depth pumps; inertia forces; balancing devices; performance; speed

REFERENCES

[1] Levin A.I. Mathematical modeling in research and design of machine tools. –M .: Engineering, 1978. –184 p.

[2] Patent No. 568346 (USSR) Mechanical arm / Geran Arvid Henning Readerstram.-Application. 02/18/74, B.I. 1977.-№29

[3] Patentschrift №562040 Dr. Leo Szilard und Dr. Albert Einstein. Elertromagnetische Vorrichtung zur Erztugung einer oszillierenden Bewegungen. 1933 Prioritatsdatum 1.Juni 1928.

[4] Mechatronics: Per. from Japanese / T. Ishii, I. Simoyama, H. Inoue et al.-M.: Mir.-1988.-p.318.

[5] Patent RF 1006208. Mechanical arm / L.M. Bolotin, A.I. Korendyasev, B.L. Salamander, L.I. Tyves // B.I.-1983-No. 11.

[6] Patent R.F. No. 1110623. The mechanical arm / L.M. Bolotin, A.I. Korendyasev, B.L. Salamander, L.I. Tyves // BI. –1984. -№32.

[7] Patent R.F. No. 1323378. The mechanical arm / L.M. Bolotin, A.I. Korendyasev, B.L. Salamander, L.I. Tyves // BI. –1987. -№11. B.I.-1987-No. 11.

[8] 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.

[9] Akinfiev T.S. Resonant handling systems with electric drive. –M .: Engineering science. –1983. –№6. P.18-23.

[10] Akinfiev T.S., Pozharinsky A.A. Dynamics and stability of a resonant manipulation system, with double-sided pneumatic drive. - M .: Engineering, –1984. P.279-286.

[11] Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I. Theoretical foundations of robotics. In 2 book - M .: Science. - 2006.

[12] Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I., et al. Manipulation systems of robots. - M.: Mechanical Engineering. - 1989.- P.279-286.

[13] Pelupessi D.S., Zhavner M.V. Spring accumulators with an output rotary link for step movements // News of higher educational institutions. Engineering. 2016. No. 10 (679). P. 9-17.

[14] Zhavner M.V. Methods for calculating and designing actuators of robotic systems based on spring mechanisms: abstract of diss. Cand. tech. sciences. SPB.: Publishing house of SPbSPU, 2003.18 p.

[15] 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.

[16] Nadezhdin I.V., Mochanov A.A. Dynamics of mechatronic regenerative drives of loading devices of automated assembly systems // Bulletin of the

Rybinsk State Aviation Technological Academy named after P. A. Soloviev, 2015. –№ 1 (32). –P.19–24.
[17] Nadezhdin, I.V. Executive mechanisms of cyclic automatic machines and mechatronic systems / I.V. Nadezhdin. - Ed.: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, 2015.– 280 p.
[18] Nadezhdin I.V, Highly dynamic mechanisms of auxiliary operations of automated assembly plants. Moscow: Mechanical Engineering, 2008.270 p.
[19] Nadezhdin I.V., Mochanov A.A. Experimental studies of the dynamics of mechatronic loading devices with energy recovery. Fundamentals of mechanics. 2017 No. 2. p. 54-58.
[20] Sysoev S.N., Glushkov A.A. Cyclical drives of oscillatory type: monograph / Feder. Education Agency, Vladimir. State un-t - Vladimir: Publishing house Vladimir. State University, 2010 .-- p. 184.
[21] Semenozhenkov V.E. Development of the theory, design methods and the creation of recuperative means of mechanization of forging and stamping production; dis. Doctor of Technical Sciences. 03/05/05./ Semenozhenkov V.S. Voronezh, 1999 - 366 p.
[22] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No.1, pp.1–5.
[23] Zhavner V.L., Zhao V., Yan Chuanchao, Wu Lun, Mechatronic regenerative drives for reciprocating movements based on pneumatic cylinders with return springs, Modern Engineering. Science and education. 2019. No 4.P. 476-486.
[24] Zhavner M.V., Yan Chuanchao, Zhao Wen. Mechatronic regenerative drives for step movements based on pneumatic cylinders with return springs, Bulletin of the International Academy of Refrigeration. 2019.No 2.P. 22-28.
[25] Zhao V., Zhavner V.L., Smirnov A.B., Yan C. Application of pneumatic cylinders with return springs in mechatronic regenerative drives, Scientific and technical statements of SPbPU. Natural and engineering sciences. 2019.Vol. 25. No. 1. P. 111-123.
[26] Zhao Wen, Zhavner Victor Leonidovich. The use of pneumatic cylinders with a return spring to compensate for balance losses in mechanical regenerative drives for reciprocating movements, 6-th international BAPT conference “POWER TRANSMISSIONS 2019” 2019 VARNA, vol. 1, p 107-112.
[27] Zhavner V.L., Wen Zhao, Long W. Investigation of a mechatronic device for unwinding and pulling rolled materials in discrete mode // Izv. Universities. Instrument making. 2020. T63, No. 4. P.322-329.
[28] Yan Chuanchao, Zhao Wen, The use of pneumatic cylinders with return springs when creating mechanical drives with recuperative energy, 6-th

international BAPT conference “POWER TRANSMISSIONS 2019” 2019 VARNA, vol. 1, p 163-167.
[29] Victor L. Zhavner, Wen Zhao, Chuanchao Yan and Long Wu , Research and Development of a Spring Drive with Recovery Energy in the Presence of a Variable Inertial Load, Advances in Mechanical Engineering. Selected Contributions from the Conference, «Modern Engineering: Science and Education», Saint Petersburg, Russia, June 2019. 2019 vol. 1, p 209-220.
[30] Sarvarov A.S., Vasiliev A.E., Danilenko K.V., Menshikova E.V. Comparative analysis of mechatronic systems drives // Theory and Practice of Automated Production. Esik. No. 4 (25), 2014-p.21-24.
[31] Brylina O.G., Languages Yu.S. To a comparative analysis of pneumatic, hydraulic and electric drives. Energy and resource saving. Tr. 4. No. 1, .2016 South Ural State University.
[32] Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.ME.) 2018, No.12. 9. pp 784-789.
[33] Kellhoff G. La formule d^Airy.-Mem. Acad. Bel., 1897/ Vol. 5 №11
[34] Bautin. N.N. Dynamic clock theory. –M.: Nauka, -1986.-192 p.
[35] Milana V. Zhavner, Sen Li and Chuanchao Yan, Research of Spring Accumulators with Output Rotary Link Used in Technological Equipment to Reduce Energy Consumption // Advances in Mechanical Engineering Selected Contributions from the Conference “Modern Engineering: Science and Education”, Saint Petersburg, Russia, June 2019. p. 221-232
[36] CN2284867U Y, 1998. 06. 24/ Linear motor driven beam-pumping unit Shen Fengquan, Sun Ping, Wang Tongbin
[37] CN-0561759, 2015-09-07, Submersible oil well pump set having underground drive conversion device, Zhang Ruiqi, Zhao Ksikhuan, Zhao Xihua.
[38] RF patent No. 529074 from 25. 09. 1976. Device for vertical movement / Ivkin A. M., Petrov L. N., Polishchuk N. F. (RU).
[39] Mechanics of machines. T. 2. Kinetostatics and dynamics of machines. Friction in cars. Kolchin N.I. L., Mechanical engineering, 1972, 456 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-23
УДК 620.17.05

А.Н. Попов[1], М.Н. Полищук[2] А.К. Васильев[3], А.А. Брянский[4]

АДАПТИВНЫЙ МЕТОД УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМОПРИВОДОМ СТЕНДА МНОГОКРАТНЫХ УДАРОВ



[1]Попов Аркадий Николаевич,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-96-86, E-mail: popov@sntsbp.ru



[2]Полищук Михаил Нусимович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-96-86, E-mail: polishckuk@mail.ru



[3]Васильев Алексей Константинович,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)797-58-16, E-mail: alex_vasilev9@mail.ru



[4]Андрей Андреевич Брянский,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)150-0313, E-mail: andrebriyanskiy@gmail.com.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы управления пневмоприводом испытательного стенда многократных ударов. Предложен адаптивный метод управления пневмоприводом. Приведены методы обработки сигнала ударного акселерометра для определения характеристик удара. Предложенный алгоритм обеспечивает воспроизведение требуемых характеристик удара. Работоспособность алгоритма подтверждена экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: стенд многократных ударов, адаптивный метод, управление, пневмопривод, акселерометр, сигнал, обработка, экспериментальные исследования.

Введение

Большая часть изделий, создаваемых человеком, вне зависимости от сферы применения, в различной степени подвергается воздействию окружающей среды. Одним из наиболее неблагоприятных воздействий, помимо климатических и вибрационных, является удар. Удар может быть следствием неаккуратной эксплуатации изделия, например, падения при транспортировке, монтаже и во время использования по прямому назначению. Ударные воздействия могут носить регулярный и цикличный характер, что происходит при работе изделий вблизи штамповочных прессов, в кузнечных цехах, на всех видах транспорта и т. п.

Для проверки работоспособности изделия проводятся испытания, при которых ударные воздействия воспроизводятся на специальных машинах – ударных испытательных стендах [1…4].

Постановка задачи

Основным требованием, предъявляемым к испытательным ударным стендам, является создание ударных импульсов заданной формы, амплитуды и длительности. В случае испытаний на воздействие многократных ударов также нормируется частота следования импульсов [5].

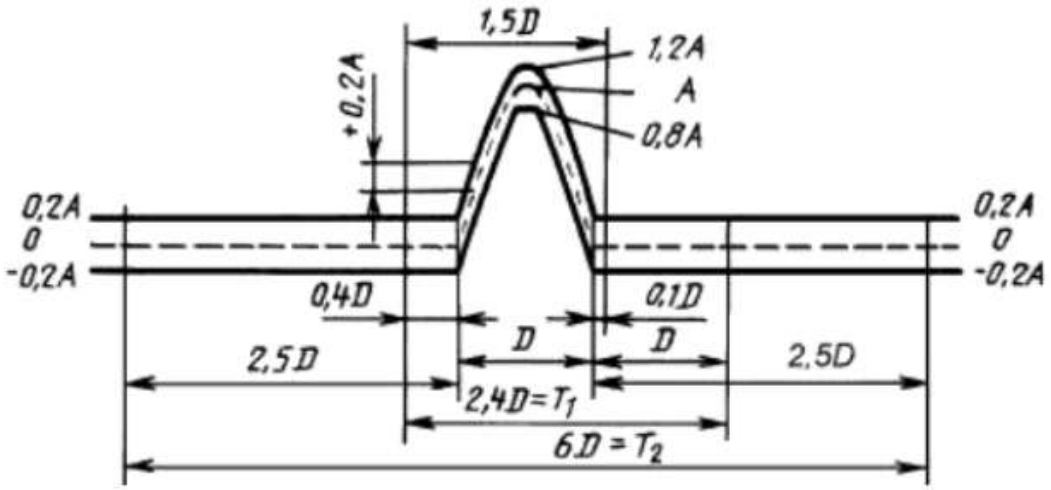


Рис. 1. Требования по точности воспроизведения импульса ускорения при многократных ударах

Длительность импульса зависит от материала, формы и количества формирователей (программаторов), а амплитуда, в свою очередь, зависит от скорости, которую стол с испытуемым изделием имеет в начальный

момент удара. Скорость зависит от высоты падения стола и параметров разгонного ускорения, при его наличии.

На рис. 1 представлены требования по точности воспроизведения импульса ускорения при многократных ударах. Поле допуска на амплитуду импульса составляет ±20 %, это требование необходимо соблюдать для каждого удара. При испытаниях на многократный удар количество ударов за одно испытание может быть равно нескольким десяткам тысяч и все они должны следовать с определенной частотой. Поэтому возникает задача синтеза системы управления стендом, которая бы обеспечила воспроизведение амплитуды импульса с указанным полем допуска при нестабильных внешних условиях и обладала необходимым быстродействием.

На сегодняшний день большое распространение получили стенды многократных ударов с пневматическим приводом, который дешев, надежен и обладает высоким быстродействием. Однако при использовании пневматического привода возникают проблемы позиционирования, связанные со сжимаемостью воздуха и нестабильностью давления в пневмосети. Эти проблемы предлагается решать с помощью использования адаптивного метода управления пневмоприводом.

Испытательный стенд многократных ударов

Апробация метода управления выполнена на испытательном стенде многократных ударов СМУ1200, разработанном специалистами ВШАиР СПбПУ. В стенде, схема которого представлена на рис. 2, используются технические решения, защищенные патентом RU 168467.

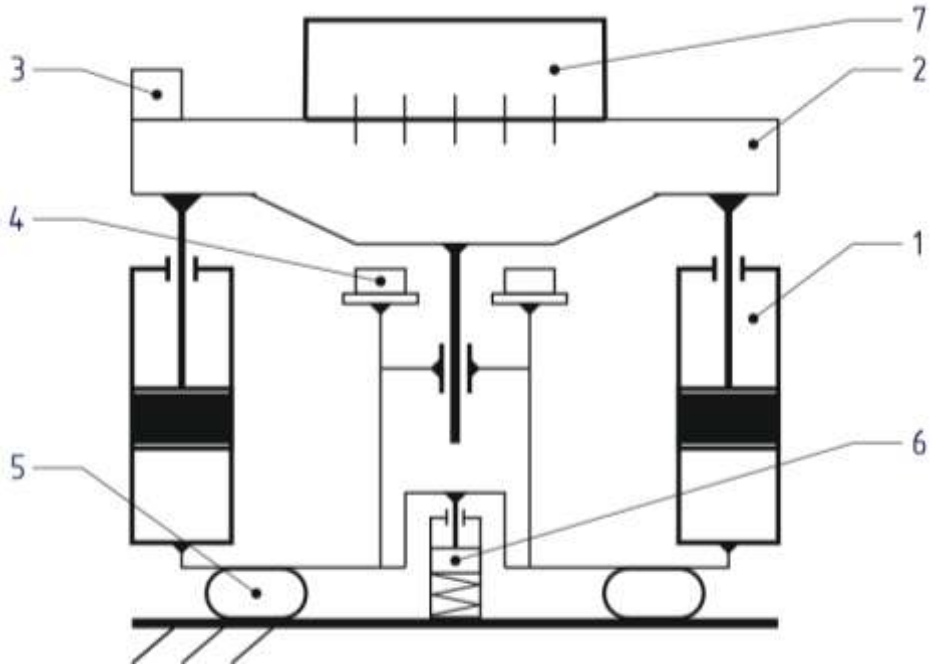


Рис. 2. Схема пневматического стенда многократных ударов СМУ1200

Пневмоцилиндры 1 обеспечивают подъем стола 2 с закрепленным изделием 7 на требуемую высоту. Далее происходит свободное или ускоренное падение стола. Разгон стола при падении осуществляется с помощью подачи давления в штоковую полость цилиндров 1. Стол соударяется с формирователем импульса 4, обеспечивающим требуемую форму импульса ударного ускорения [6, 7]. Для минимизации воздействия ударов на окружающее оборудование стенд устанавливается на пневматических цилиндрах баллонного типа 5. Для исключения раскачивания стенда на пневматических цилиндрах в конструкцию введены демпфирующие элементы – амортизаторы 6. Они ограничивают скорость сжатия и расширения воздуха в цилиндрах 5, поглощая большую часть энергии колебаний и превращая ее в тепловую. Для контроля параметров ударных импульсов, используется ударный акселерометр 3, который закреплен на ударном столе.

На рис. 3 представлена пневматическая схема привода. Управление подачей воздуха осуществляется при помощи пневматического распределителя, а задание давления посредством электропневматического регулятора давления. Для увеличения быстродействия используются пневматические компоненты с пилотным управлением.

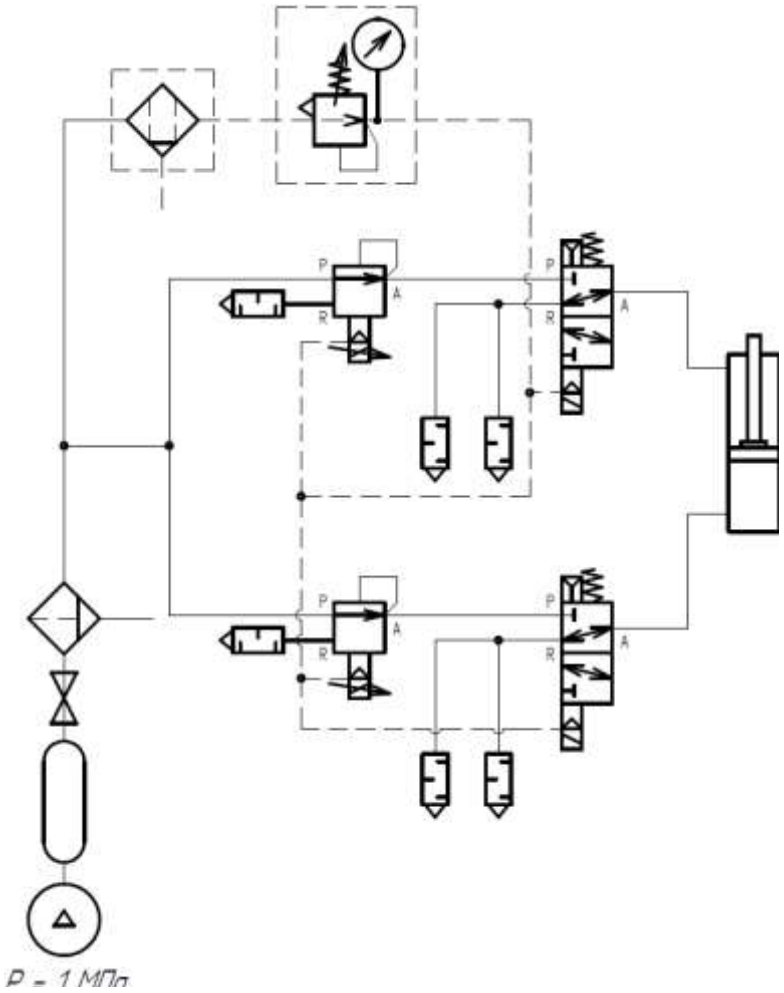


Рис. 3. Пневматическая схема привода

Метод управления пневмоприводом

Практика показала, что при управлении стендом многократных ударов с пневматическим приводом после каждого удара необходимо выполнять корректировку параметров, определяющих скорость в начальный момент взаимодействия. Поэтому управление пневмоприводом происходит циклично (рис. 4). Параметры управления корректируются при сравнении заданной и фактической амплитуды импульса.

В отличие от других стендов [8] в качестве обратной связи используется сигнал акселерометра, что позволяет реализовать принцип адаптивного управления. При использовании для обратной связи показаний датчиков скорости стола невозможно учесть изменений жесткости формирователя, связанных с их нагревом или износом, а, следовательно, может произойти уход амплитуды за допускаемые значения.

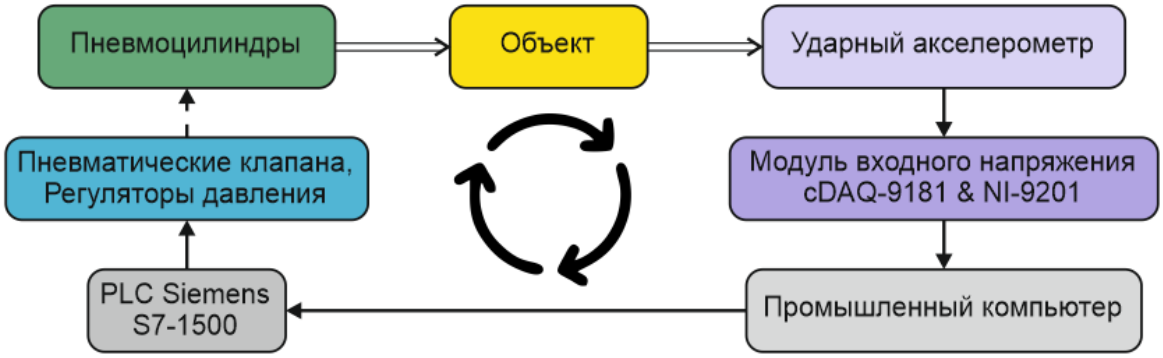


Рис. 4. Схема управления пневмоприводом

В качестве параметров управления скоростью перед ударом, которая определяет пиковое ударное ускорение, используются величина и длительность подачи давления в штоковую и поршневую полость пневмоцилиндра привода.

Параметры для первого удара определяются согласно теоретическим уравнениям и алгоритмам, описанным в статьях [9, 10], после чего запускается процесс подбора оптимальных параметров для воспроизведения требуемой амплитуды импульса ударного ускорения:

1. Контроллер *Siemens* задает уставку давления (напряжение или ток) на электропневматические регуляторы давления и после достижения требуемого уровня давления открывает пневматические клапаны подачи воздуха в поршневую полость на заданное время. Стол стенда приходит в движение и достигает определенной высоты подъема, после чего под действием силы тяжести и силы ускорителей падает на формирователь.
2. Удар записывается при помощи акселерометра, установленного на столе и подключенного к шасси *NI cDAQ*-9181 через модуль входного напряжения *NI*-9201.

3. Сигнал с акселерометра обрабатывается на промышленном компьютере в программе *LabView* 2018 где определяются характеристики ударного импульса
4. Значение пикового ударного ускорения передается контроллеру.
5. Контроллер при необходимости корректирует параметры работы ударного стенда: давление подъема, длительность подачи давления подъема, давление ускорения.

Описанный процесс повторяется заданное количество раз – требуемое количество ударов в испытании. При этом выход на заданные оператором параметры удара обычно занимает не более 3-7 первых ударов, в то время как общее число ударов может составлять десятки тысяч.

Алгоритм корректировки параметров управления внутри одного цикла представлен на рис. 5. Для грубой настройки используется регулировка давления, а для более тонкой настройки – регулировка времени подачи давления в полость приводного цилиндра. Корректировка времени подачи давления возможна лишь в допустимом ограниченном диапазоне, что связано с требованием по максимальной частоте следования ударов. Ускорители используются, когда возможности по увеличению высоты подъема исчерпаны. Первым шагом после совершенного удара происходит анализ амплитуды ударного импульса. Амплитуда может быть в допуске, тогда параметры управления не корректируются. Амплитуда может быть ниже требуемой, следовательно, необходимо увеличить скорость соударения. Если высота подъема стола максимальная (по конструктивным причинам), то включаются ускорители или меняется давление в них (если они уже включены). Если высота подъема не достигла максимальной, то она увеличивается.

Амплитуда может быть выше требуемой, тогда необходимо уменьшить скорость перед соударением по аналогичному принципу.

Отдельного рассмотрения требует процесс анализа амплитуды ударного импульса. Обработка сигнала с акселерометра осуществляется по программе, написанной в среде *LabView* 2018. Обмен данными между промышленным компьютером и контроллером Siemens происходит по *TCP/IP*. Контроллер отправляет указание, когда требуется начать и закончить запись сигнала с акселерометра.

После завершения записи сигнала происходит его обработка. Прежде всего, необходимо выделить область удара, это осложняется тем, что время записи составляет около 500 мс, а сам удар длится от 3 до 40 мс. Такая разница обусловлена необходимостью 100 % вероятности попадания удара на запись. На рис. 6 изображена выделенная область удара.

.

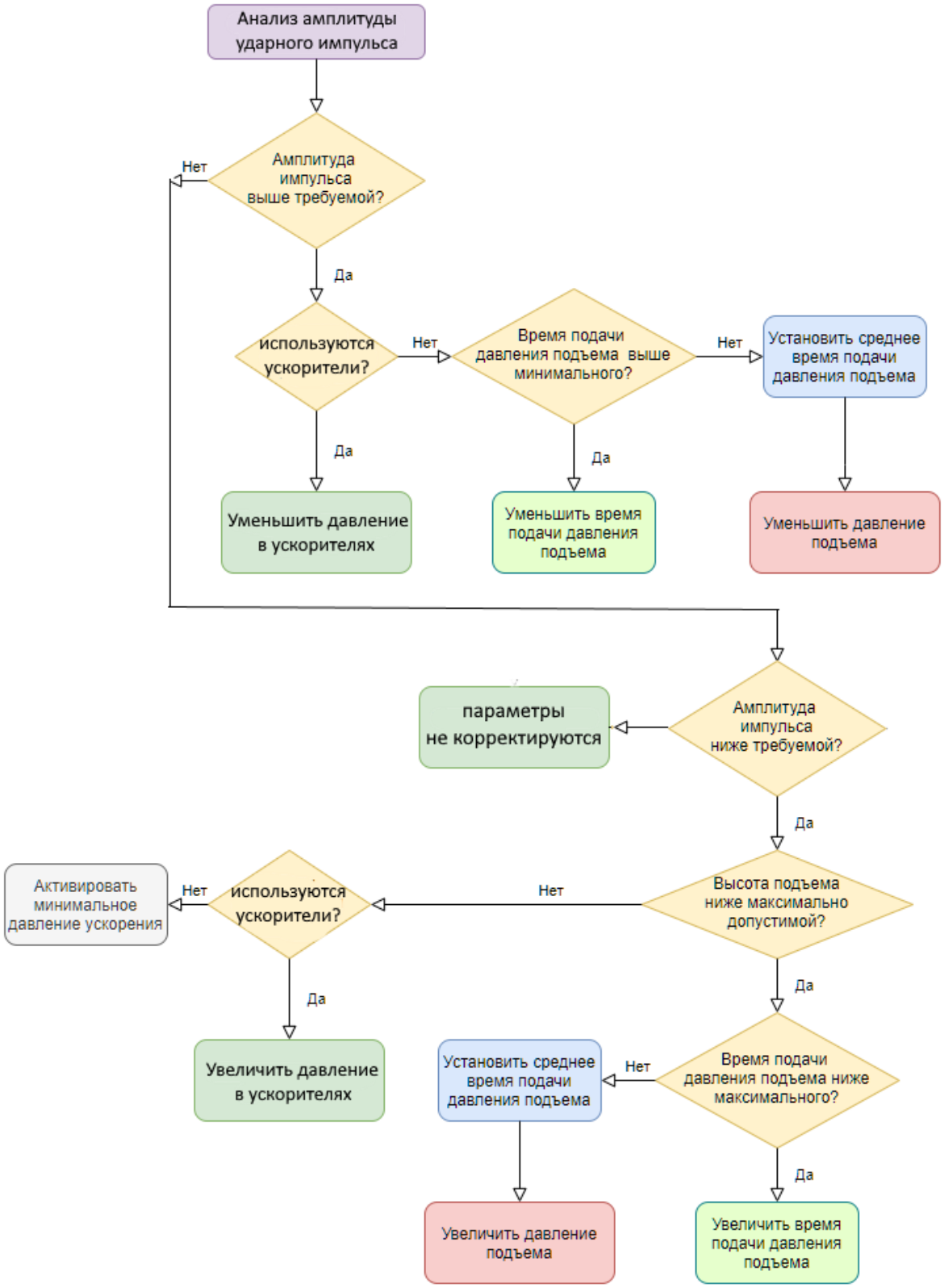


Рис. 5. Блок-схема алгоритма корректировки параметров

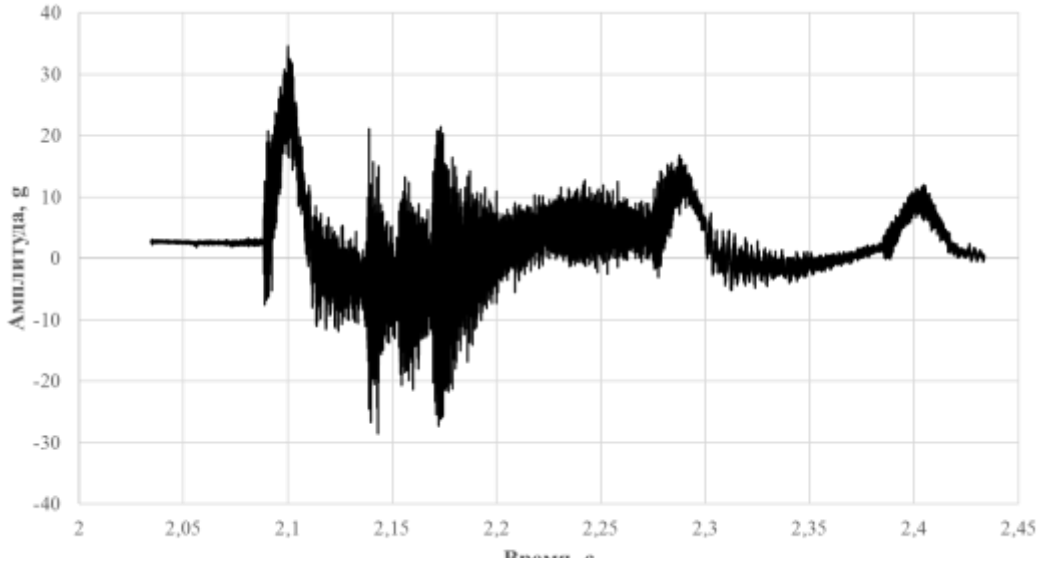


Рис. 6. Запись сигнала акселерометра

Поиск области удара происходит по максимумам (пикам) и длительности импульса. Длительность задается формирователем и в стендах многократных ударов не превышает 40 мс.

После определения области импульса удара необходимо определить характеристики удара. Эта задача осложнена наличием шумов, которые при больших амплитудах могут значительно исказить вид сигнала.

Анализ и отображение ударного импульса происходит в соответствии со стандартом [11] (рис. 7).

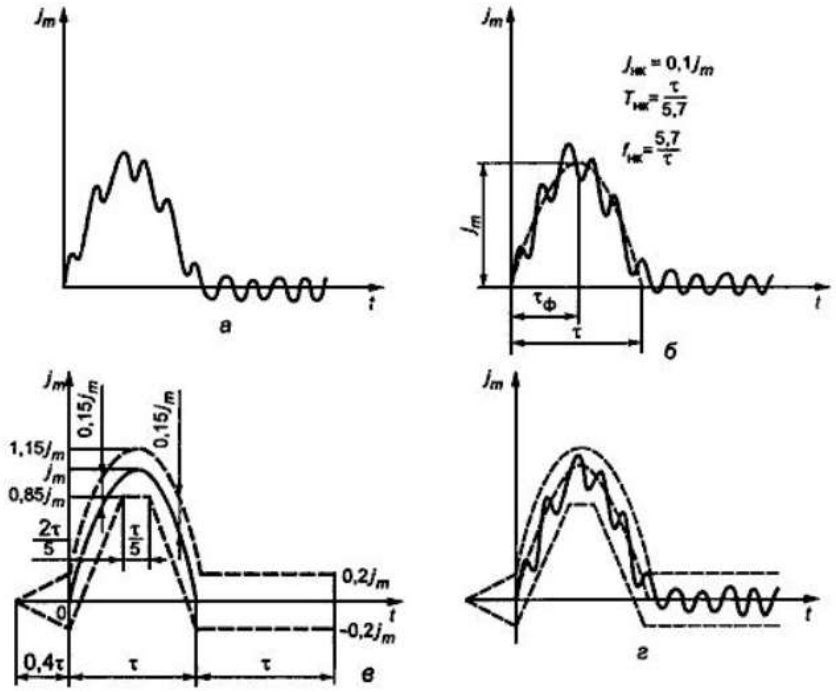


Рис. 7. Порядок анализа ударного импульса по ГОСТ 51371-99

а - осциллограмма исходного импульса; *б* - выявление усредненного профиля импульсов; *в* - нормированная форма импульса; *г* - оценка формы импульса

Анализ и обработка сигналов

Цифровому анализу и обработке посвящено немалое количество работ [12-15]. Автоматический анализ сигнала в данном случае происходит в следующей последовательности (рис. 8):

1. Сглаживание сигнала при помощи Инверсного фильтра Чебышева (фильтра Чебышева 2 рода).
2. Определение пика импульса ударного ускорения.
3. Определение момента начала импульса при помощи производной.
4. Определение момента окончания импульса: происходит подобным образом, как и при поиске его начала, только справа от пика импульса. В то же время проводится проверка на симметричность расположения пикового значения ударного ускорения.
5. Длительность на заданном уровне определяется как разница во времени между первым появлением требуемого значения сигнала на восходящем фронте и вторым появлением – на нисходящем.
6. Вывод сглаженного сигнала на панель оператора.
7. Проверка импульса на соответствие заданному.

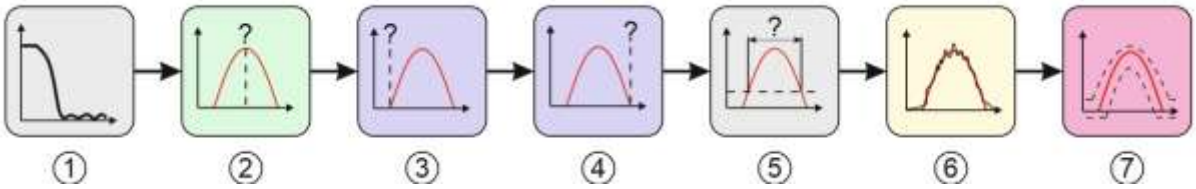
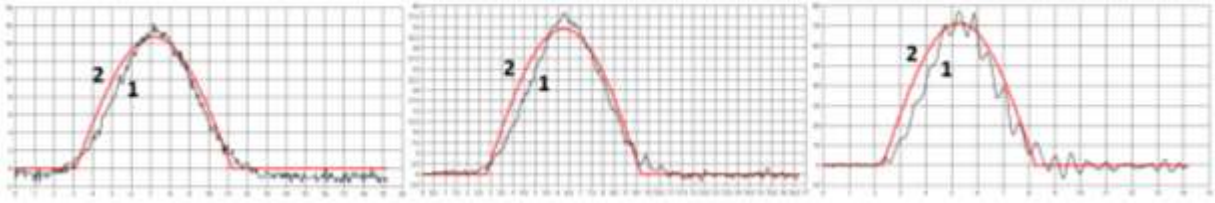


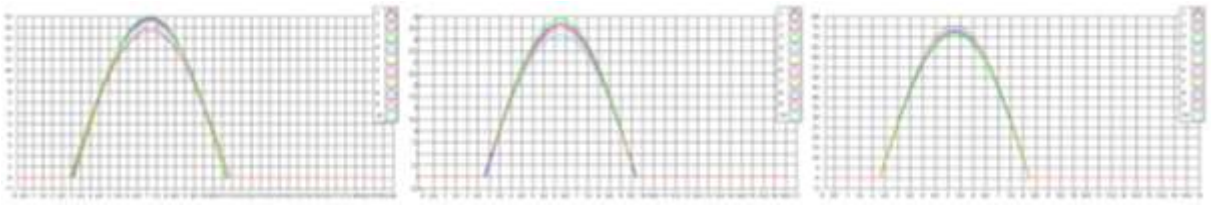
Рис. 8. Анализ сигнала акселерометра

На рис. 9 представлены импульсы ударного ускорения, полученные на стенде СМУ1200. Удары выполнялись с закрепленным изделием массой 375 кг. На рисунке представлены три графика ударных импульсов с разными пиковыми ускорениями: 15 g, 35 g и 75 g. На графиках изображены исходный сигнал и идеальный полусинус, построенный по найденным характеристикам удара. Также отображены графики совмещенных ударных импульсов серии из 10 ударов (рис. 10).



а *б* *в*

Рис. 9. Ударный импульс
пиковые ударные ускорения: *а* – 15 g; *б* – 35 g; *в* – 75 g
1 – исходный; 2 – идеальный полусинус



а *б* *в*

Рис. 10. Ударные импульсы из серии ударов
пиковые ударные ускорения: *а* – 15 *g*; *б* – 35 *g*; *в* – 75 *g*

При задании пикового ударного ускорения равного 15 g (рис. 9, *а*) был получен удар с амплитудой 15,2 g и длительностью 8 мс. В исходном сигнале присутствует небольшой шум, в большей степени связанный с погрешностью измерения. Значительных колебаний сигнала не наблюдается. Можно заметить, что графики исходного и сглаженного импульса близки.

При задании 35 g (рис. 9, *б*) получен импульс с ускорением 32 g и длительностью 7 мс. В исходном сигнале присутствуют слабые наложенные колебания, однако его форма близка к полусинусу. При сравнении со сглаженным импульсом стоит отметить острый пик на исходном импульсе. Также стоит отметить равенство площадей у исходного и сглаженного импульса.

При задании пикового ударного ускорения равного 75 g (рис. 9, *г*) получен импульс с ускорением 72 g и длительностью 6 мс. В исходном сигнале присутствуют заметные наложенные колебания с частотой 1-2 кГц, тем не менее его форма близка к полусинусу. Как видно из графика, сглаженный импульс практически является усреднением исходного, что говорит о качестве удара.

По графикам импульсов из серии 10-ти ударов можно судить о повторяемости получаемых ударов и качестве работы алгоритма управления пневмоприводом. Как видно из графиков разброс импульсов небольшой и все импульсы попадают в поле ±20 % (см. рис. 1). Максимальное отклонение пикового ускорения от требуемого составляет: 15 g – 4.3%, 35 g – 10%, 75 g –8%.

Заключение

Несмотря на наличие стандартов, практически отсутствует отечественное оборудование способное обеспечить их выполнение, в отличие от зарубежных машин, которые применяются в испытаниях на ударное воздействие [16, 17].

Разработан и настроен алгоритм управления пневмоприводом ударного стенда. Из проведенных экспериментальных исследований можно сделать заключение об эффективности данного метода управления пневмоприводом ударного стенда. Стоит отметить стабильность и скорость работы алгоритма обработки сигнала ударного акселерометра по выделению удара и определению его характеристик. Благодаря

проведенной работе стенд обеспечивает воспроизведение ударов в диапазоне амплитуд 3-150g с частотой до 120 ударов в мин.

Дополнительного исследования требуют задачи по увлечению максимальной частоты следования ударов, а также задачи синтеза алгоритма корректировки управляющих параметров при малых амплитудах импульса от 1g до 5 g.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. – 367 p.

[2] Piersol A.G., Paez T.L. Harris' Shock and Vibration Handbook. 6-th Edition. — McGraw-Hill Education, 2009. – 1168 p.

[3] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.

[4] Тимофеев А.Н., Попов А.Н., Полищук М.Н. Ударный стенд свободного падения // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 247–254.

[5] ГОСТ Р ИСО 8568-2010 Стенды ударные. Заявление и подтверждение характеристик. Москва, Стандартинформ, 2011. - 23 с.

[6] 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

[7] Д.С. Штрекер Исследование формирователей ударного импульса /Д.С. Штрекер, Н.Е. Пуленец, М.Н. Полищук // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2 – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018 – 413 с. С. 27-30.

[8] С. Назилин Ударные стенды многократного действия производства фирмы ELSTAR. // Технологии в электронной промышленности №5(25) - СПб.: ООО "Медиа КиТ", 2008 - С. 74-75

[9] А.А. Брянский Определение давления для подъема стола ударного стенда на требуемую высоту / А.А. Брянский, Н.Е. Пуленец // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 19-24 ноября 2018 г. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Ч. 2 – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018 – 413 с. С. 19-22.

[10] Sisemore, C., & Skousen, T. (2014) A method for extrapolating haversine shock test levels. In Proceedings of the 86th Symposium on Shock and Vibration, Orlando.

[11] ГОСТ Р 51371-99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других

технических изделий. Москва: ИПК Издательство стандартов, 2000. – 28 с.
[12] Scavuzzo, R. J., and H. C. Pusey:“Principles and Techniques of Shock Data Analysis,” SVM-16, 2d ed., Shock and Vibration Information Analysis Center, Arlington, Va., 1996.-276p
[13] Lizhe Tan, Jean Jiang. Digital Signal Processing. Fundamentals and Applications. 3rd Edition. - Academic Press, 2019. - 920 p.
[14] Chaparro L.F., Aydin Akan. Signals ans Systems Using MATLAB. 3rd Edition. - Academic Press, 2019. - 836 p.
[15] Ahlin, K.: “On the Use of Digital Filters for Mechanical System Simulation,” Proc. 74th Shock and Vibration Symposium, San Diego, Calif., 2003.
[16] Jingshi Meng, Stuart T. Douglas, Abhijit Dasgupta. MEMS Packaging Reliability in Board-Level Drop Tests Under Severe Shock and Impact Loading Conditions—Part I: Experiment. Transactions on components, packaging and manufacturing technology, vol. 06, no. 11, 2016 pp 1595-1603.
[17] Meishu Piao, Katsuhiko Saito, Kazuaki Kawaguchi, Chen Zhong. Effectiveness verification of the hybrid free- fall test. Packaging technology and Science.2017. pp 331-341.

A.N. Popov, M.N. Polishchuk, A. K. Vasiliev, A.A. Bryanskiy

ADAPTIVE PNEUMATIC DRIVE CONTROL METHOD OF STANDS OF MULTIPLE SHOCKS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The article is devoted to the pneumatic drive control method of stands of multiple shocks. An adaptive pneumatic drive control method is proposed. Methods for processing the signal of accelerometer to determine the characteristics of a pulse are presented. The effectiveness of the algorithms is confirmed by experimental studies.

Key words: stand of multiple shocks, adaptive method, control, pneumatic drive, accelerometer, signal, processing, experimental studies.

REFERENCES

[1] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. – 367 p.

[2] Piersol A.G., Paez T.L. Harris' Shock and Vibration Handbook. 6-th Edition. — McGraw-Hill Education, 2009. – 1168 p.
[3] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
[4] Timofeev A. N., Popov A. N., Polishchuk M. N. Impact stand of free fall // Modern mechanical engineering. Science and education: Proceedings of the international conference. scientific and practical conferences. – SPb.: Publishing house of Polytechnical Institute. UN-TA, 2013 – 247-254 p (rus).
[5] GOST R ISO 8568-2010 Shock stands. Statement and confirmation of characteristics. Moscow, STANDARTINFORM Publ, 2011. - 23 p. (rus).
[6] Popov A. N., Polishchuk M. N., Pulenets N. E. A new method for obtaining shock acceleration in mechanical tests//Modern mechanical engineering. Science and education. No. 7, 2018 – 783-796p. (rus).
[7] D. S. Shtreker Research of shock pulse formers /D. S. shtreker, N. E. Pulenets, M. N. Polishchuk // Spbpu science week: proceedings of a scientific conference with international participation, November 19-24, 2018 Institute of metallurgy, machine building and transport, Part 2-Saint Petersburg: POLYTECH-PRESS, 2018-413 p. 27-30p. (rus).
[8] C. Nazilin. Shock stands of multiple action produced by ELSTAR. / / Technologies in electronic industry #5(25) - Saint Petersburg: Media kit LLC, 2008 – 74-75p. (rus).
[9] A. A. Bryanskiy. Determination of pressure for lifting the table of the impact stand to the required height / A. A. Bryansky, N. E. Pulenets // Spbpu science week: proceedings of a scientific conference with international participation, November 19-24, 2018 Institute of metallurgy, machine building and transport, Part 2-Saint Petersburg: POLYTECH-PRESS, 2018-413 p. 19-22 p. (rus).
[10] Sisemore, C., & Skousen, T. (2014) A method for extrapolating haversine shock test levels. In Proceedings of the 86th Symposium on Shock and Vibration, Orlando.
[11] GOST R 51371-99. Test methods for resistance to mechanical external factors of machines, devices and other technical products. Moscow: IPK publishing house of standards, 2000. - 28 p. (rus).
[12] Scavuzzo, R. J., and H. C. Pusey. Principles and Techniques of Shock Data Analysis, SVM-16, 2d ed., Shock and Vibration Information Analysis Center, Arlington, Va., 1996.
[13] Lizhe Tan, Jean Jiang. Digital Signal Processing. Fundamentals and Applications. 3rd Edition. - Academic Press, 2019. - 920 p.
[14] Chaparro L.F., Aydin Akan. Signals ans Systems Using MATLAB. 3rd Edition. - Academic Press, 2019. - 836 p.
[15] Ahlin, K. On the Use of Digital Filters for Mechanical System Simulation, Proc. 74th Shock and Vibration Symposium, San Diego, Calif., 2003.

[16] Jingshi Meng, Stuart T. Douglas, Abhijit Dasgupta. MEMS Packaging Reliability in Board-Level Drop Tests Under Severe Shock and Impact Loading Conditions - Part I: Experiment. Transactions on components, packaging and manufacturing technology, vol. 06, no. 11, 2016 pp 1595-1603.
[17] Meishu Piao, Katsuhiko Saito, Kazuaki Kawaguchi, Chen Zhong. Effectiveness verification of the hybrid free fall test. Packaging technology and Science.2017. pp 331-341.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-24
УДК 620.17.05

А. Н. Попов[1], А.К.Васильев[2], Д. В. Решетов[3], А.А. Брянский[4]

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРА В СТЕНДАХ МНОГОКРАТНЫХ УДАРОВ



[1]Аркадий Николаевич Попов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: porka.n@mail.ru.



[2]Алексей Константинович Васильев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: alex_vasilev9@mail.ru.



[3]Дмитрий Валентинович Решетов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: pvclol@yandex.ru.



[4]Андрей Андреевич Брянский,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9686, E-mail: andrebriyanskiy@gmail.com.

Аннотация

В работе рассмотрена методика компьютерного моделирования параметров полусинусоидального импульса в стендах многократных ударов. Расчет удара выполнен в универсальной программной среде конечно-элементного анализа с применением модели гиперупругого материала Муни-Ривлина.

Результаты работы показали высокую степень совпадения компьютерных моделей и экспериментальных данных, полученных на формирователях импульса, изготовленных из отечественных полимерных композиций.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, полусинусоидальный импульс, стенд многократных ударов, конечно-элементный анализ, формирователь, полимерная композиция, экспериментальные исследования.

Введение

Ударные испытания являются неотъемлемой частью жизненного цикла многих изделий. Различные электронные приборы и механизмы могут подвергаться ударам во время работы, а также во время транспортирования. Важно, чтобы после или во время воздействия ударных нагрузок изделия сохраняли свои потребительские свойства. Например, при транспортировании опасных химических отходов необходимо, чтобы тара сохраняла герметичность даже после случайного падения при перегрузке, другой пример – электронные приборы танка, которые должны работать во время интенсивной ударной нагрузки от выстрелов орудий. Таким образом, работоспособность и последующая эксплуатация различных изделий должна определяться по результатам испытаний, которые регламентируются специальной и типовой документацией: ГОСТ, ТУ, СТП, ОС и др.

Для проверки изделий на ударное воздействие используют различные ударные испытательные стенды [1]. В настоящее время ударные стенды с грузоподъемностью от 1 до 10000 кг выпускаются компаниями *Lansmont Corporation*, *Vibration and Shock Technologies*, *L.A.B. Equipment* (США), *ELSTAR Elektronic AG* (Швейцария), *Hyde Science and Technology Limited, DonglingTechnologies* (КНР), *SHINYEI Technology* (Япония) и рядом других. Прямое копирование зарубежной техники дает быстрые результаты, но не позволяет достичь понимания тенденций в ее синтезе, поскольку литература по исследованию таких стендов представлена недостаточно [2].

Постановка задачи

Важнейшими техническими характеристиками ударных машин являются: пиковое значение воспроизводимых импульсов ускорения, их длительность и форма. Длительность и форма импульсов, как правило, определяются формирователем, с которым взаимодействует ударный стол машины, пиковое значение – скоростью перед ударом [3]. Таким образом, чтобы управлять формой импульса и его длительностью необходимо использовать формирователь с определенными механическими свойствами: он должен иметь соответствующую форму и геометрические размеры.

Задача работы – применить конечно-элементный метод расчета параметров ударного импульса и сравнить результаты с экспериментом. Цель расчета – выбор параметров формирователя на этапе его разработки, которые обеспечат необходимые форму и длительность ударного импульса при соответствующей массе и скорости стола перед ударом.

Требования по воспроизведению ударных импульсов

В соответствии с мировой классификацией форма ударного импульса может быть: трапецеидальной, треугольной (пилообразной) и полусинусоидальной (рис. 1).

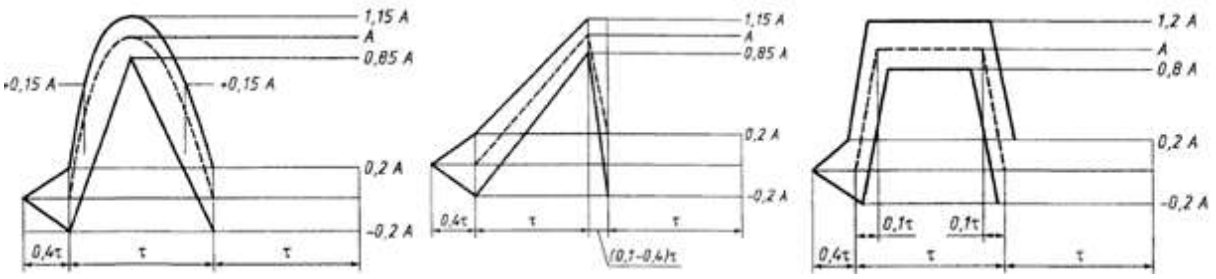


Рис. 1. Различные формы ударного импульса

Метод расчета параметров треугольных (пилообразных) ударных импульсов, получаемых с помощью свинцовых конических формирователей, подробно рассмотрен в статье [4]. Трапецеидальные импульсы получают, например, с помощью гидравлических формирователей [5, 6]. Наиболее востребованные испытания в РФ в последнее время – испытания на многократный удар, этот вывод можно сделать на основе возросшего в последние годы спроса со стороны отечественной промышленности на ударные стенды многократного удара. Удары многократного действия по ГОСТ Р 51371-99 могут быть только полусинусоидальной формы (рис. 2).

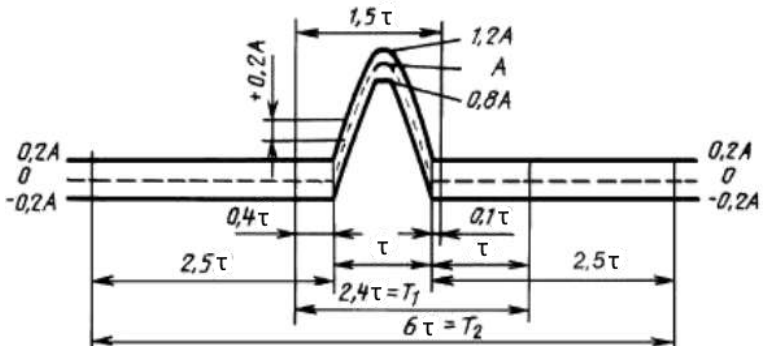


Рис. 2. Требования к форме импульса и погрешности воспроизведения ускорения при многократных ударах

Самый распространенный способ получения полусинусоидального импульса – это использование формирователей из упругих материалов: полиуретана, резины, фетра и т. п.

Методы расчета параметров ударных импульсов

В статье [1] описывается метод расчета параметров ударного импульса, основанный на предположении о линейной характеристике жесткости формирователя и, соответственно, о идеальной полусинусоидальной форме воспроизводимого импульса ускорения. Однако выполненные исследования на экспериментальных установках и промышленных стендах СМУ300, СМУ1200 и СМУ2000 выявили отклонение между теоретическими и экспериментальными данными равное 20…30%.

В статье [3] для учета нелинейной жесткости формирователя авторы предложили предварительно исследовать формирователи: определить характеристику их сил упругости для каждого вида материала, формы и размера самого формирователя. Имея характеристику сил упругости можно прогнозировать вид и значения параметров ударного импульса при использовании формирователя для сбросов объектов разной массы с различных высот. Этот подход дает более точные результаты – отклонение от эксперимента – не более 10%. Однако описанный метод имеет существенный недостаток: его невозможно применить на этапе разработки формирователя из-за необходимости проводить экспериментальные исследования.

Наиболее эффективным методом определения параметров ударного импульса является моделирование взаимодействия ударного стола и формирователя в среде конечно-элементного анализа с использованием для формирователя модели нелинейного гиперупругого материала.

Известны работы [7, 8, 9], в которых проводятся расчеты для определения параметров ударного импульса методом конечных элементов с использованием гиперупругой модели материала формирователя. Расчеты показывают высокую степень совпадения результатов с экспериментальными данными (отклонения не более 10 %). Результаты получены для горизонтальных стендов одиночного удара с высокой скоростью ударного взаимодействия (8 м/с) и при использовании формирователей из импортного полиуретана S80A. Для описания материала использовалась гиперупругая модель Огдена. При расчете исходные данные выбирались с учетом скорости стола перед ударом, марки и технологии изготовления материала. В нашем случае, для стендов многократных ударов, скорость взаимодействия редко превышает 3 м/с. При этом известно, что материал формирователя в зависимости от своей марки, способа получения и скорости нагружения может описываться различными гиперупругими моделями: Огдена, Муни-Ривлена, Арруда-Бойса и др. Таким образом, исходные данные, используемые в статьях [7, 8, 9] не соответствуют скоростям нагружения, характерным для стендов

многократных ударов и формирователям, изготовленным из отечественных полимерных композиций.

Расчет параметров ударных импульсов стенда СМУ1200-1,5

Апробация рассматриваемого метода расчета проведена для стенда многократных ударов СМУ1200-1,5 разработанного специалистами ВШАиР СПбПУ (рис. 3). Материал формирователей (рис. 4) – специальная полимерная композиция.



Рис. 3. Ударный стенд СМУ1200-1,5

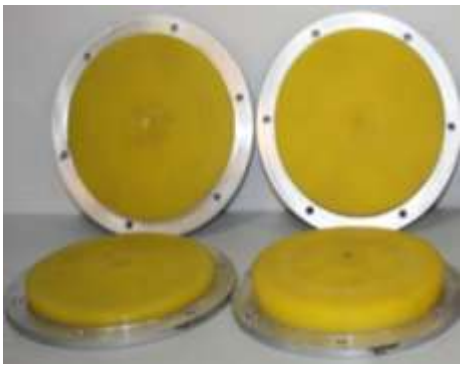


Рис. 4. Комплект формирователей

На ударном столе 1 закрепляется испытуемое изделие, также в стол встроен акселерометр, который выводит сигнал на панель оператора. Формирователь ударного импульса 2, закреплен на инерционном блоке 3. В позицию «сброса» стол поднимается четырьмя пневматическими цилиндрами 5. Сброс производится как под действием силы тяжести, так и с помощью ускорителей. Для исключения негативных ударных воздействий на фундамент, а также на окружающие оборудование инерционный блок соединен с плитой-основанием 4 с помощью подвески из амортизаторов 6 и пневматических цилиндров баллонного типа 7. Плита 4 закреплена на фундаменте анкерными болтами.

В работе использовался программный пакет *ANSYS* с модулем динамического расчета *transient structural*.

Константы материала, необходимые для построения модели гиперупругого материала [10], были найдены в специальной справочной литературе. В общем случае для нахождения констант необходимо проводить лабораторные эксперименты по получению кривых напряжение-деформация [11, 12, 13]. Для получения удовлетворительного

результата моделирования необходимо проведение нескольких видов эксперимента: на растяжение, на двухосное растяжение и на сдвиг. Из этого возникает главный недостаток метода расчета: при смене марки материала и партии его изготовления приходится заново проводить эксперименты, рассчитывать константы и вводить данные в модель.

Предварительные расчеты показали плохую сходимость при выборе гиперупругих моделей Огдена и Арруда-Бойса, поэтому в расчетах материал формирователя задан с помощью 5-ти параметрической модели Муни-Ривлина.

Задача моделирования ударного взаимодействия решена в двухмерной осесимметричной постановке (рис. 5). Результат расчета – деформированный формирователь представлен на рис. 6.



Рис. 5. Геометрическая модель

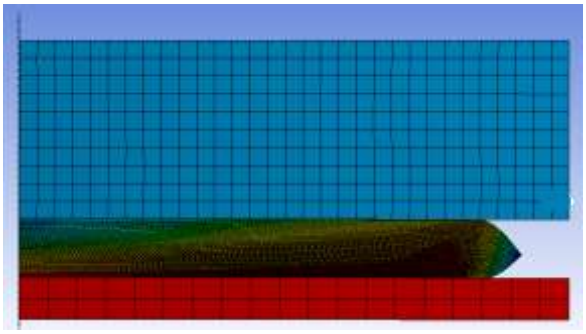


Рис. 6. Деформированный формирователь

Масса ударного стола 1 соответствует массе стола реального стенда и равна 500 кг. Формирователь 2 имеет угол при вершине. Угол необходим, чтобы материал под действием ударной нагрузки деформировался постепенно; при плоской верхней части возникают значительные искажения фронта ударного импульса [14, 15]. Формирователь 2 жестко закреплен на инерционном блоке 3. Между столом и формирователем задан контакт с трением. Столу сообщается начальная скорость от 0 до 1,5 м/с. Точка для измерения возникающих ускорений выбрана в центре стола 1, через нее проходит ось симметрии модели.

На рис. 7-11 приведены графики зависимости ускорения от времени, полученные при эксперименте (сплошная линия) и при моделировании удара в среде *ANSYS* (пунктирная линия).

По графикам можно сделать вывод, что расчет с использованием гиперупругой модели материала формирователя дает существенно лучший результат чем расчет в работе [1] поскольку он учитывает нелинейную жесткость формирователя. Отклонение сравнимо с отклонением в работе [3] (не более 10%). Однако конечно-элементный метод расчета лишен главного недостатка метода [3]: он не требует проведения экспериментов с готовыми формирователями, необходимы лишь кривые напряжение-

деформация для образца материала формирователя, которые можно получить из экспериментов, справочной литературы или научных работ.

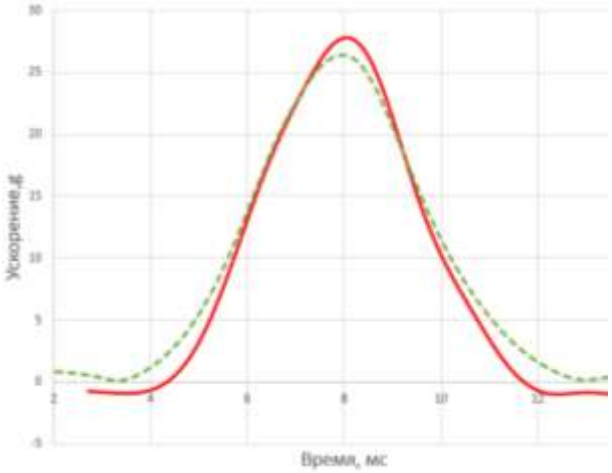


Рис. 7. Импульс при 0,55 м/с

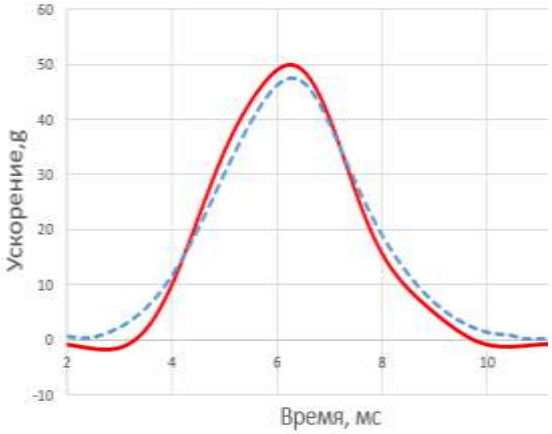


Рис. 8. Импульс при 0,8 м/с

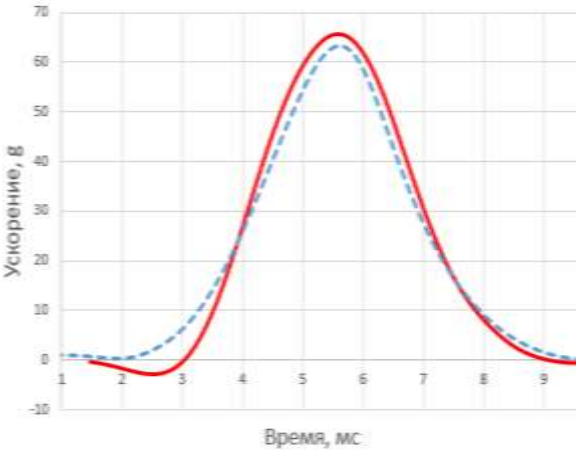


Рис. 9. Импульс при 0,95 м/с

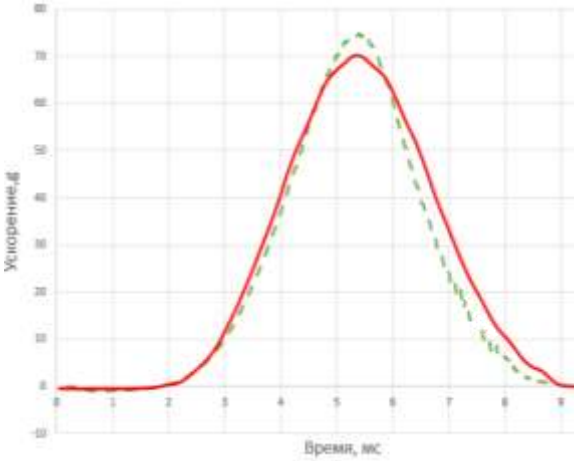


Рис. 10. Импульс при 1,1 м/с

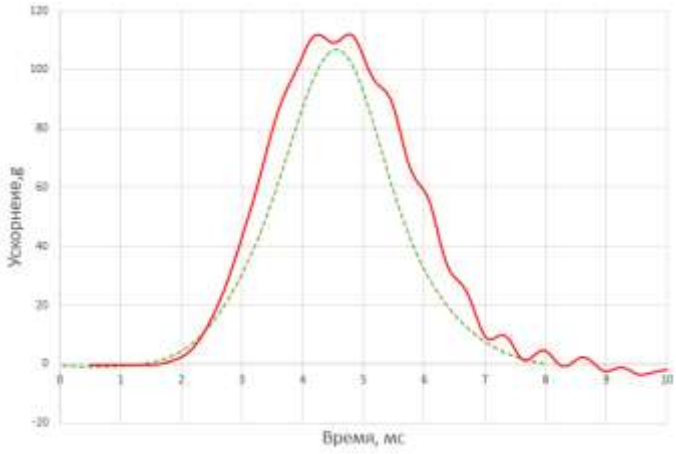


Рис. 11. Импульс при 1,35 м/с

Приведенные результаты позволяют сделать вывод о возможности использовать метод, описываемый в статье, при проектировании формирователей для новой отечественной испытательной техники.

В качестве примера практического применения метода при проектировании формирователей можно привести зависимость длительности и амплитуды ударного импульса от диаметра формирователя (рис. 12).

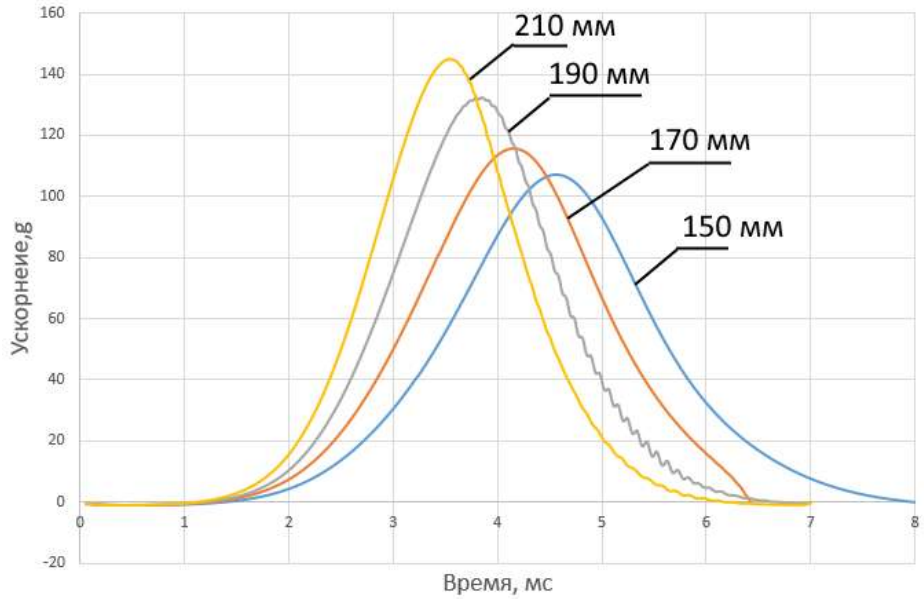


Рис. 12. Ударные импульсы при различных диаметрах формирователя и скорости соударения стола с формирователем 1,35 м/с

Из рисунка видно, что при увеличении диаметра формирователя на 40% можно уменьшить длительность импульса на 13% и увеличить его амплитуду на 34% при той же начальной скорости стола. Увеличение диаметра формирователя может быть выходом при необходимости получения более высоких ускорений меньшей длительности и при сохранении начальной скорости стола, когда, например, уже достигнута максимальная конструктивная скорость стола перед ударом.

Заключение

Проведенные исследования показали, что методика расчета параметров ударного импульса путем моделирования удара стола и формирователя импульса методом конечных элементов с использованием модели гиперупругого материала формирователя импульса позволяет получить результаты близкие к эксперименту. Полученные результаты, а также последние исследования [7, 8, 9] доказывают актуальность и эффективность предложенной методики, а также возможность ее использования для стендов многократных ударов широкого типажа.

Дополнительного рассмотрения требуют актуальные задачи моделирования ударов с формирователями, обеспечивающими импульсы большой длительности 40…50 мс с малым ускорением и импульсы малой длительности с большим ускорением 350…500 g. Также актуальны задачи прогнозирования усталостной прочности формирователей,

обеспечивающих весь спектр технологических задач при испытаниях на многократный удар.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Попов А.Н., Полищук М.Н., Васильев А.К. Выбор формирователя для получения ударного импульса требуемой длительности. Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. СПб.2016. С. 21-24

[2] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е., Васильев А.К. Алгоритм наладки пневматических ударных стендов. Современное машиностроение: Наука и образование. № 6. 2017. С. 503-514

[3] Попов А. Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Моделирование импульса при ударных испытаниях. Современное машиностроение: Наука и образование: №8, 2019. С 513-526

[4] T-H. Yang, Y-S. Lee, K-W. Yeon, H-M. Kim, J-Y. Kim, H-B Kwon, Estimation of the saw-tooth shock wave using a lead shock programmer. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016 Vol. 30 (5), pp. 2133-2140

[5] S. Jiao, Y. Wang, L. Zhang, H. Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010 Vol. 24, pp. 1570–1578

[6] В.В. Громоздин, И. А. Каньшин. Испытательный ударный стенд. Материалы III Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов. «ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ, УПРАВЛЕНИЕ И МЕХАТРОНИКА» Севастополь.2017. С.342-345

[7] J. Wen, Ch. Liu, H. Yao, B. Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator. International Journal of Impact Engineering. 2018 Vol. 120, pp. 1–15

[8] Ting Gao, Quping Liu, Jixiang Ma, Hongli Guo. Simulation and Experimental Research on Rubber Waveform Generator. Key Engineering Materials, Vol. 667, pp 536-541, 2016

[9] 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, Vol. 871 pp 240-246, 2014

[10] Гавриленко С.Л., Шилько С.В. Анализ гиперупругости полимерных материалов при одноосном сжатии. Актуальные вопросы машиноведения. №4, 2015. С 397-400
[11] Hao Wang, Ximin Deng, Haijun Wu, Aiguo Pi, Jinzhu Li, Fenglei Huang. Investigating the dynamic mechanical behaviors of polyurea through experimentation and modeling. Defence Technology 15. pp 875-884. 2019
[12] А.Е. Белкин, И.З. Даштиев, А.В. Костромицких. Определение параметров упругости полиуретана при больших деформациях по результатам испытаний образцов на кручение и растяжение. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, Москва, 2016.С 3-10
[13] А.Е. Белкин, И.З. Даштиев, В.К. Семенов. Математическая модель вязкоупругого поведения полиуретана при сжатии с умеренно высокими скоростями деформирования. Вестник московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия машиностроение. Москва, 2014 г
[14] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[15] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369p.

A.N. Popov, A.K. Vasiliev, D.V. Reshetov, A. A. Bryanskyi

COMPUTER SIMULATION OF SHOCK IN STANDS OF MULTIPLE SHOCKS

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article is devoted to the method of computer simulation of the parameters of a half-sine pulse in the stands of multiple shocks. The shock calculation has been done in a universal software of finite element analysis using the Muni-Rivlin model of hyperelastic material.

The results have showed a high degree of agreement between computer models and experimental data obtained on pulse programmers made from domestic polymer compositions.

Key words: computer simulation, half-sine pulse, stand of multiple shocks, finite element analysis, programmer, polymer composition, experimental studies.

REFERENCES

[1] Popov A.N., Polishchuk M.N., Vasiliev A.K. The choice of the programmer to obtain a desired shock pulse duration, Proc. International Scientific and Practical Conf. Science Week at SPbPU, Saint-Petersburg, 2016, pp. 3-6. (rus).

[2] A. N. Popov, M. N. Polishchuck, N. E. Pulenec, A. K. Vasilev, Adjustment logic for pneumatic shock machines, Modern mechanical engineering: science and education, Vol. 6, pp. 503-514, 2017. (rus).

[3] A. N. Popov, M. N. Polishchuck, N. E. Pulenec. Pulse modeling in impact tests. Modern mechanical engineering: Science and education. 2019. pp 513-526 (rus.)

[4] T-H. Yang, Y-S. Lee, K-W. Yeon, H-M. Kim, J-Y. Kim, H-B Kwon, Estimation of the saw-tooth shock wave using a lead shock programmer. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016 Vol. 30 (5), pp. 2133-2140

[5] S. Jiao, Y. Wang, L. Zhang, H. Hua. Shock wave characteristics of a hydraulic damper for shock test machine. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010 Vol. 24, pp. 1570–1578

[6] V.V. Gromozdin, I.A. Kanshin. Test shock stand. Materials of the III All-Russian scientific and technical conference of young scientists, graduate students and students. "Intelligent systems, control and mechatronics" Sevastopol.2017. pp.342-345 (rus.)

[7] J. Wen, Ch. Liu, H. Yao, B. Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator. International Journal of Impact Engineering. 2018 Vol. 120, pp. 1–15

[8] Ting Gao, Quping Liu, Jixiang Ma, Hongli Guo. Simulation and Experimental Research on Rubber Waveform Generator. Key Engineering Materials, Vol. 667, pp 536-541, 2016

[9] 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, Vol. 871 pp 240-246, 2014

[10] Gavrilenko S.L., Shilko S.V. Analysis of the hyperalasticity of polymeric materials under uniaxial compression. Actual issues of engineering. №4, 2015. pp 397-400 (rus.)

[11] Hao Wang, Ximin Deng, Haijun Wu, Aiguo Pi, Jinzhu Li, Fenglei Huang. Investigating the dynamic mechanical behaviors of polyurea through experimentation and modeling. Defence Technology 15. pp 875-884. 2019

[12] A.E. Belkin, I.Z. Dashtiev A.V. Kostromitsky. Determination of elasticity parameters of polyurethane at large deformations according to the results of tests of samples for torsion and tension. News of higher educational institutions. Engineering, Moscow, 2016. pp 3-10 (rus.)
[13] A.E. Belkin, I.Z. Dashtiev, V.K. Semenov. A mathematical model of the viscoelastic behavior of polyurethane under compression with moderately high strain rates. Bulletin of Moscow State Technical University. N.E. Bauman. Engineering series. Moscow, 2014 (rus.)
[14] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[15] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. 369 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-25
УДК 620.17.05

М.Н. Полищук[1], А.Н. Попов[2], А.К. Васильев[3], Д. В. Решетов[4]

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ УДАРНОЙ МАШИНЫ



[1]Полищук Михаил Нусимович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)242-25-26, E-mail: polishchuck@mail.ru



[2]Попов Аркадий Николаевич
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)947-35-82, E-mail: porka.n.@mail.ru



[3]Васильев Алексей Константинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)797-58-16, E-mail: alex_vasilev9@mail.ru



[4]Решетов Дмитрий Валентинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (981)876-95-81, E-mail: pvclol@yandex.ru

Аннотация

Рассмотрены математическая и компьютерная модели пневматической подвески испытательной ударной машины. Получены оценки влияния основных характеристик элементов и параметров подвески (давления, площади поршней и хода пневматических цилиндров, свойств амортизаторов и массы инерционного блока) на параметры воспроизводимых ударных импульсов и динамическую нагрузку на фундамент.

Ключевые слова: ударная испытательная машина, пневматическая подвеска, амортизаторы, инерционный блок, компьютерное моделирование.

Введение

Значительная часть изделий, как промышленных, так и бытовых, в течение своего жизненного цикла многократно подвергается различного рода воздействиям, в частности, ударным. Удары могут быть следствием падения изделий при перегрузке, тряски при транспортировке, результатом неаккуратного обращения. Для подтверждения работоспособности изделий и их качества проводятся испытания на ударное воздействие. Испытания выполняются на специальном оборудовании – испытательных ударных машинах [1, 2, 3, 4].

Ударные машины характеризуются пиковыми значениями, формой и длительностью воспроизводимых импульсов ускорения, частотой следования ударов. В настоящее время широко используются ударные машины с пневматической подвеской [1, 5], которая выполняет несколько функций:

– позволяет уменьшить массу инерционного блока ударных машин;

– снижает воздействие ударных нагрузок на фундамент;

– защищает цеховое оборудование от высокочастотных колебаний, возникающих при воспроизведении импульсов с большими ударными ускорениями.

Пневматическая подвеска сегодня широко используется в транспортных средствах: грузовых и легковых автомобилях, пассажирских железнодорожных вагонах, а также в технологическом оборудовании. Она является обязательным конструктивным элементом электродинамических вибростендов. Однако критерии синтеза пневматической подвески ударных машин отличаются от тех, которые применяются как в транспортных средствах, так и в традиционном технологическом оборудовании.

Постановка задачи

При проектировании пневматической подвески важно знать влияние характеристик пневматических цилиндров (или подушек), амортизаторов, массы инерционного блока (ИБ) на параметры ударной машины. Эти вопросы недостаточно хорошо изучены и мало освещены в технической и научной литературе. Можно отметить только работы [5, 6, 7, 8]. Целью представленной статьи является получение общих оценок характеристик подвески ударных машин и определение направлений дальнейших исследований в этой области. В качестве примера рассматривается машина многократных ударов СМУ500-3 (рис. 1), разработанная в ВШАиР СПбПУ.

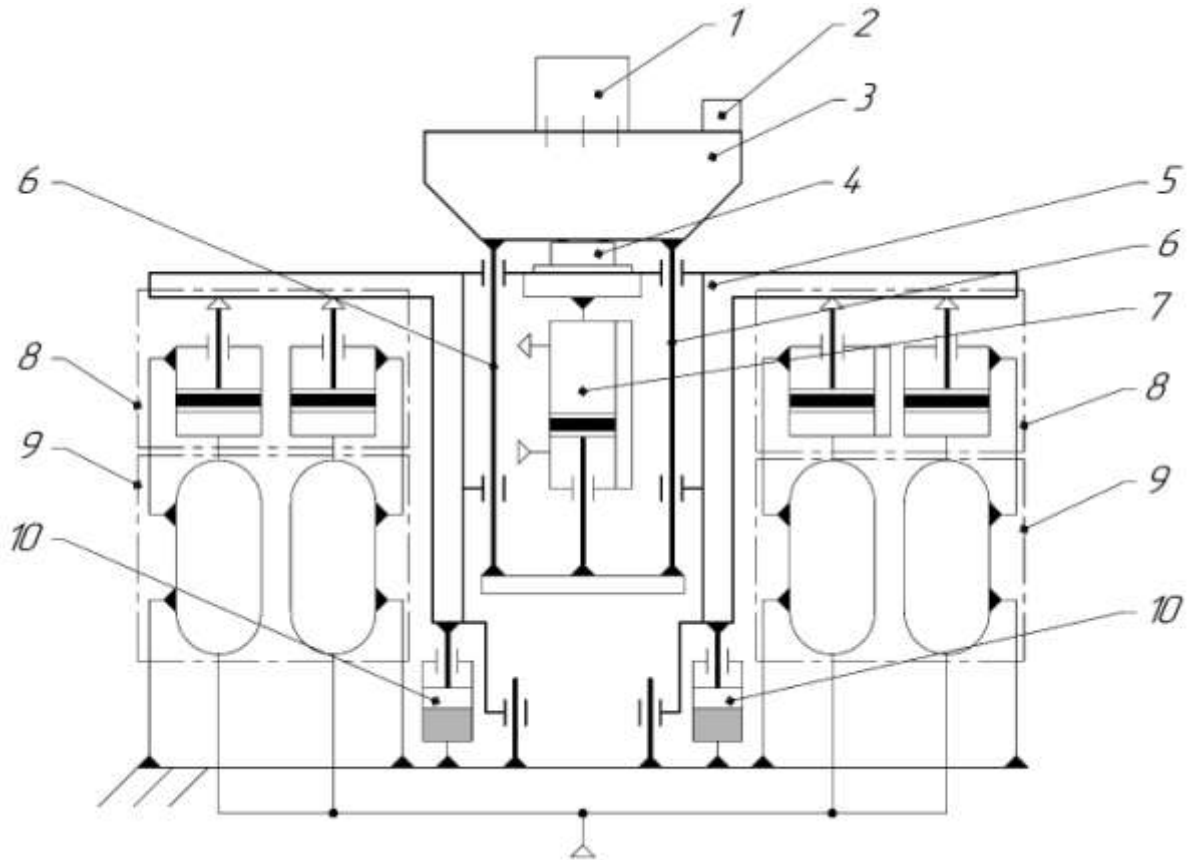


Рис. 1. Структурная схема машины многократных ударов СМУ500.3:
1 – испытуемое изделие; 2 – акселерометр; 3 – ударный стол; 4 – формирователь ударных импульсов; 5 – инерционный блок; 6 – направляющие; 7 – приводной пневматический цилиндр; 8 – пневматические цилиндры подвески; 9 – ресиверы, 10 – амортизаторы

Ударный стол 2, закрепленный в направляющих 6 и поднятый в верхнее положение приводным пневматическим цилиндром 7, с установленным на нем испытуемым изделием 1 падает на формирователь (программатор) 4 ударного импульса. Кинетическая энергия стола переходит в энергию деформации формирователя и кинетическую энергию инерционного блока (ИБ) 5. Кинетическая энергия ИБ, в свою очередь, переходит в потенциальную энергию воздуха, сжимаемого в цилиндрах пневматической подвески 8, и нагрев масла вследствие дросселирования в амортизаторах 10. Жесткость цилиндров подвески 8 в широком диапазоне позволяют регулировать соединенные с ними ресиверы 9.

Пневматическая подвеска состоит из двух блоков: блока амортизаторов и блока пневматических цилиндров, соединенных с ресиверами. Амортизаторы поглощают механическую энергию удара, превращая ее в тепловую. Пневматические цилиндры выполняют также как амортизаторы функцию демпфирования (в цилиндрах есть дроссели) и уменьшают воздействие испытательной машины на фундамент.

Для подбора характеристик пневматической подвески исследуется ее математическая модель.

Математическая модель

Процессы, происходящие в ударной машине, можно разделить на несколько этапов: *этап 1* – разгон ударного стола при движении вверх. После того, как в штоковую полость приводного пневматического цилиндра поступает воздух, начинается первый этап рассматриваемого цикла; назовем его разгоном. При разгоне ударный стол движется вверх, а ИБ – вниз. Продолжается это движение в течение периода времени Δt, равного длительности открытия клапана подачи давления (воздуха) в цилиндр [9].

Схема сил, действующих на этапе разгона ударного стола, представлена на рис. 2.

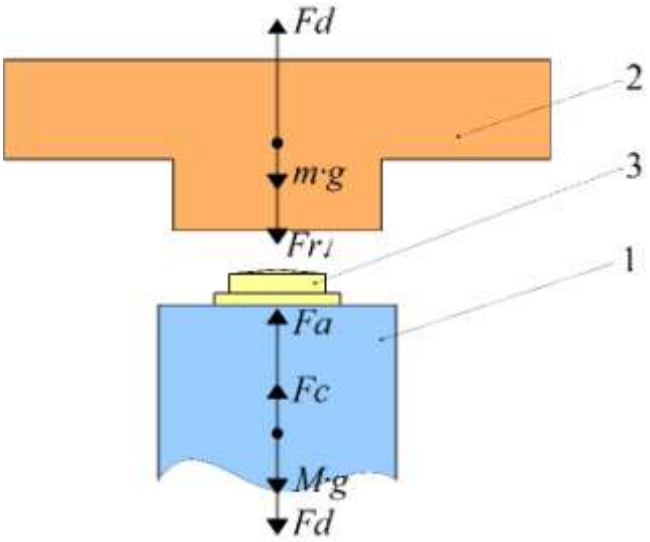


Рис. 2. Схема сил на этапе разгона ударного стола
1 – инерционный блок, 2 – ударный стол, 3 – формирователь

Математическая модель системы «стол-инерционный блок» имеет следующий вид:

$$\begin{cases} 0 < t \le t_1 \quad t_1 = \Delta t \\ \begin{cases} m\ddot{x}_1 = F_d(x_1) - F_{r\downarrow}(x_1, \dot{x}_1) - mg \\ M\ddot{x}_2 = -F_d(x_1) + F_c(x_2) + F_a(\dot{x}_2) - Mg \end{cases} \\ x_1(0) = 0 \quad \dot{x}_1(0) = 0 \\ x_2(0) = 0 \quad \dot{x}_2(0) = 0 \end{cases} \qquad (1)$$

где x_1, x_2 – координаты стола и ИБ соответственно; m – масса стола; M – масса ИБ; $F_d(x_1)$ – сила, действующая со стороны приводного пневмоцилиндра; $F_{r\downarrow}(x_1, \dot{x}_1)$ – сила сопротивления движению стола в направляющих; $F_c(x_2)$ – сила упругости пневматических цилиндров подвески; $F_a(\dot{x}_2)$ – сила сопротивления амортизаторов; g – ускорение свободного падения.

Этап 2 – движение стола вверх по инерции. После прекращения подачи воздуха в пневмоцилиндр подъема ударного стола начинается

второй этап – движение стола вверх по инерции. Этап продолжается до тех пор, пока скорость стола не станет равной нулю. Уравнения движения системы имеют вид:

$$\begin{matrix} t_1 < t \le t_2 \quad \dot{x}_1(t_2) = 0 \\ \begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_{r\downarrow}(x_1, \dot{x}_1) - mg \\ M\ddot{x}_2 = F_c(x_2) + F_a(\dot{x}_2) - Mg \end{cases} \end{matrix} \quad (2)$$

Этап 3 – падение стола до соударения с формирователем импульса. На этапе «свободного падения» меняется направление движения стола и соответственно направление действия силы F_r.

$$\begin{matrix} t_2 < t \le t_3 \quad x_1(t_3) = x_2(t_3) \\ \begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_{r\uparrow}(x_1, \dot{x}_1) - mg \\ M\ddot{x}_2 = F_c(x_2) + F_a(\dot{x}_2) - Mg \end{cases} \end{matrix} \quad (3)$$

Этап 4 – удар, движение стола вниз. После того, как ударный стол столкнется с ИБ, начинается непосредственно удар. При этом в зависимости от характеристик пневматической подвески возможны три варианта столкновения. Возможен удар, когда ИБ находится в состоянии покоя в верхнем положении, когда ИБ движется вниз и стол «нагоняет» ИБ, и, наконец, встречный удар, когда ИБ движется вверх. Во всех случаях начинает деформироваться формирователь ударного импульса, а ударный стол – тормозиться. Математическая модель системы на этапе удара имеет следующий вид:

$$\begin{matrix} t_3 < t \le t_4, \quad \dot{x}_1(t_4) = 0 \\ \begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_{r\uparrow}(x_1, \dot{x}_1) - F_s(\Delta x, \Delta\dot{x}) - mg \\ M\ddot{x}_2 = F_c(x_2) + F_a(\dot{x}_2) + F_s(\Delta x, \Delta\dot{x}) - Mg \end{cases} \end{matrix} \quad (4)$$

где $F_s(\Delta x, \Delta\dot{x})$ – сила упругости формирователя (рис. 3), которая зависит от его свойств (формы, размеров, материала) и является нелинейной функцией деформации; $\Delta x = x_1 - x_2$.

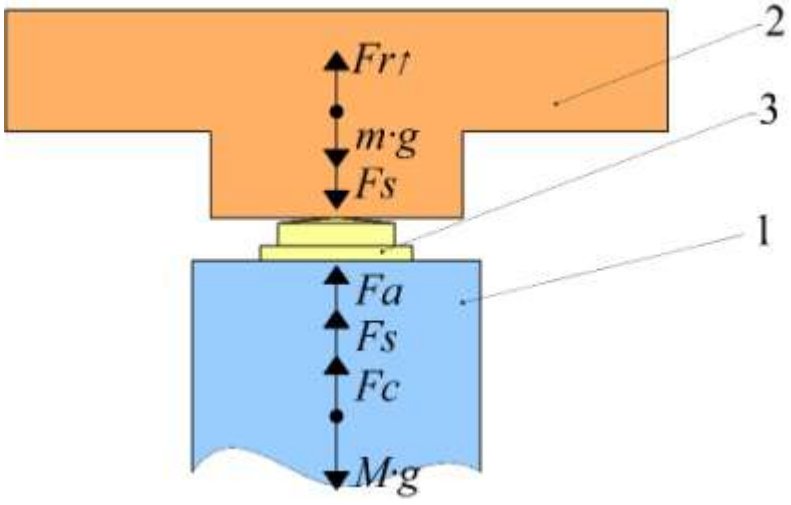


Рис. 3. Схема сил на этапе удара
1 – инерционный блок, 2 – ударный стол, 3 – формирователь

Этап 5 – продолжение удара, движение стола вверх, пока формирователь не вернется в недеформированное состояние. Удар заканчивается, когда стол «отрывается» от ИБ. Математическая модель соответствующего этапа имеет следующий вид:

$$\begin{matrix} t_4 < t \le t_5 \quad x_1(t_5) = 0 \\ \begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_{r\downarrow}(x_1, \dot{x}_1) - F_s(\Delta x, \Delta\dot{x}) - mg \\ M\ddot{x}_2 = F_c(x_2) + F_a(\dot{x}_2) + F_s(\Delta x, \Delta\dot{x}) - Mg \end{cases} \end{matrix} \quad (5)$$

Этап 6 – отскок ударного стола, «отрыв» от ИБ. Ударный стол и ИБ при этом двигаются независимо.

$$\begin{matrix} t_5 < t \le t_6 \quad \dot{x}_1(t_6) = 0 \\ \begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_{r\downarrow}(x_1, \dot{x}_1) - mg \\ M\ddot{x}_2 = F_c(x_2) + F_a(\dot{x}_2) - Mg \end{cases} \end{matrix} \quad (6)$$

Далее может быть еще один или несколько ударов при отскоке. Как правило, этот процесс занимает достаточно большое время, превышающее необходимое время фиксации удара согласно ГОСТ, и на отскоки при испытаниях на удар внимания не обращают. Вместе с тем фазы взаимодействия ударного стола с ИБ влияют на воспроизводимость пикового ударного ускорения при испытаниях. Это является одной из причин того, что нормированные поля допусков пикового ударного ускорения при одиночном и многократных ударах существенно отличаются.

В представленную математическую модель входят: F_c – сила упругости пневматических цилиндров подвески, $F_d(x_1)$ – сила подъема ударного стола на заданную высоту, $F_a(\dot{x}_2)$– сила сопротивления амортизаторов, $F_s(\Delta x, \Delta\dot{x})$– сила упругости формирователя. Силой трения $F_r(x_1, \dot{x}_1)$ в направляющих пренебрегаем.

Чтобы найти силу упругости F_c, возникающую в пневматическом цилиндре, нужно знать закон изменения давления p_c в поршневой полости пневмоцилиндров. В рассматриваемом случае скорость процессов сравнительно велика, следовательно, изменение давления достаточно хорошо описывается адиабатическим законом $pV^\gamma = const$ [10, 11, 12].

Учитывая зависимость объема поршневой полости от положения штока пневмоцилиндра, получим:

$$p_c V_c^\gamma = p_{c0} V_{c0}^\gamma \quad \Rightarrow \; p_c = p_{c0} \left(\frac{V_{c0}}{V_c}\right)^\gamma, \quad (7)$$

где p_c, V_c – текущие значения давления и объема; p_{c0}, V_{c0} – их начальные значения.

Выражения для начального объема воздуха в поршневой полости пневмоцилиндра и его значения в процессе движения имеют вид:

$$V_{c0} = V_0 + S_c L,$$
$$V_c = V_0 + S_c(L + x_2), \quad (8)$$

где V_0 – объем ресивера; L – начальное положение поршня; S_c – эффективная площадь поршней пневматического цилиндра.

Из условия, что давление p_{c0} должно обеспечить «всплытие» стола и ИБ на пневматических цилиндрах подвески, имеем:

$$p_{c0} = \frac{(M + m)g}{S_c} \quad (9)$$

Тогда

$$p_c = p_{c0} \cdot \left(\frac{V_0 + S_c \cdot L}{V_0 + S_c \cdot (L + x_2)}\right)^{\gamma},$$

$$F_c = p_{c0} \cdot \left(\frac{V_0 + S_c \cdot L}{V_0 + S_c \cdot (L + x_2)}\right)^{\gamma} S_c \quad (10)$$

Аналогичные зависимости можно использовать для приводного пневматического цилиндра.

Амортизаторы, как уже отмечалось ранее, требуются для поглощения части механической энергии удара. Сила сопротивления, возникающая в амортизаторе [13]:

$$F_a(\dot{x}_2) = \beta(\dot{x}_2)\dot{x}_2, \quad (11)$$

где $\beta(\dot{x}_2)$ – коэффициент сопротивления, зависящий от типа и конструктивных особенностей амортизатора.

Большинство аналитических методик определения коэффициента сопротивления исходят из предположения о том, что сила сопротивления связана со скоростью линейной зависимостью [14], что не подходит для моделирования пневматической подвески. Воспользуемся экспериментальной характеристикой «сила-скорость», которая приводится в каталогах производителей амортизаторов. На рис. 4 представлена характеристика для газо-масляного амортизатора серии *KYB*444119 [15].

Определение силы упругости формирователя ударного импульса $F_s(\Delta x, \Delta \dot{x})$ представляет собой тему отдельных научных исследований. Фирмы-разработчики ударных машин не предоставляют методик расчета формирователей импульса, а ограничиваются рекомендациями по выбору нужного (для требуемых параметров импульса) из поставляемого вместе с ударной машиной набора. Аналитический расчет силы упругости формирователя представляет значительные трудности. Рациональным представляется ее определение по результатам экспериментальных исследований или компьютерного моделирования [16].

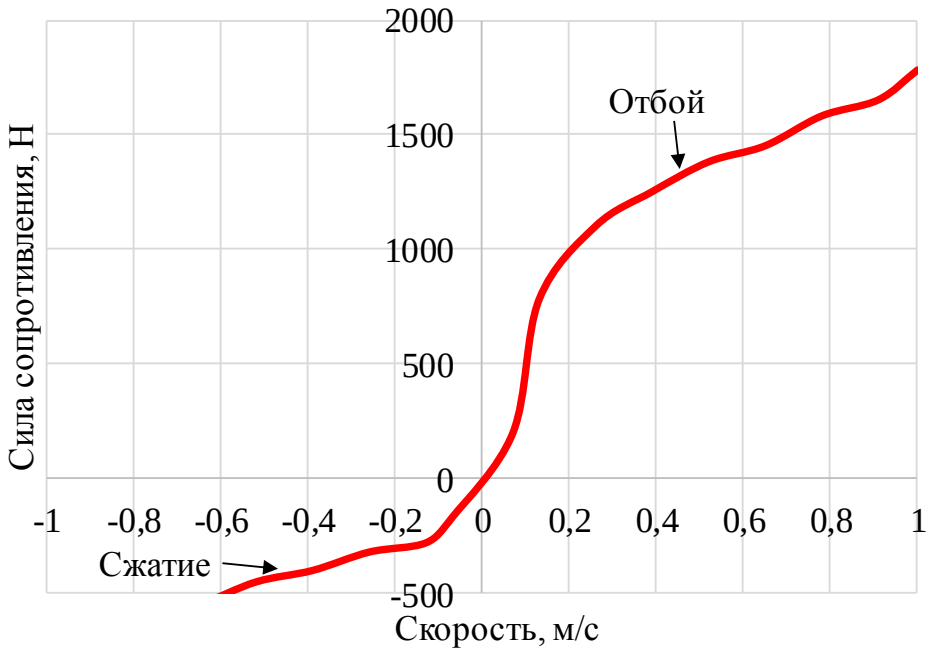


Рис. 4. Характеристика «Сила-скорость» амортизатора серии *KYB*444119

В [17] описана методика определения силы упругости формирователя на основе воспроизводимого ударного импульса, однако её недостатком является зависимость получаемой характеристики от параметров ударной машины. Поэтому предпочтительным является другой подход – определение силы упругости на основе моделирования удара в системе конечно-элементного анализа, например, в *ANSYS* [18]. Для адекватного расчета требуется, знать константы материала, из которого изготовлен формирователь.

Результаты исследования

На основе математической модели в программной среде *MATLAB Simulink* была получена имитационная модель пневматической подвески, на которой исследовались следующие зависимости:

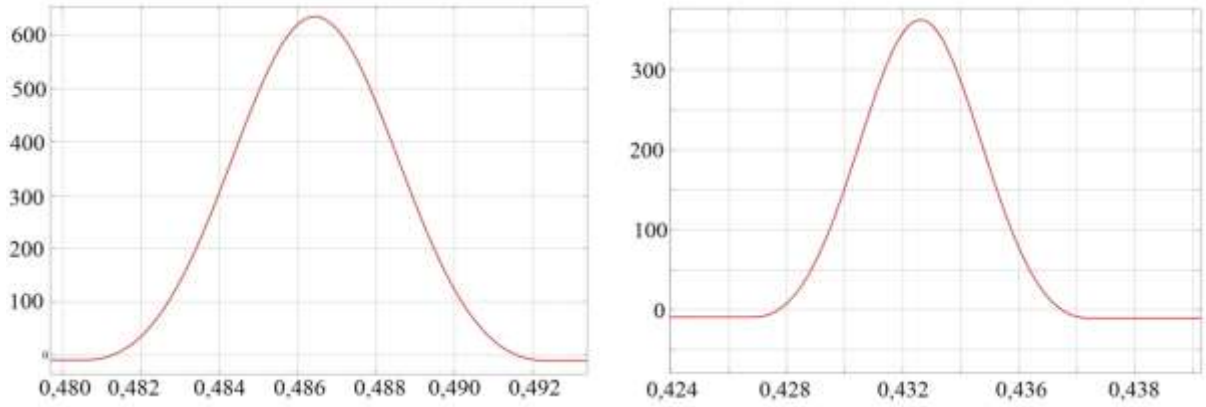
– влияние массы ИБ на пиковое ударное ускорение;

– влияние амортизаторов на динамическую составляющую нагрузки на фундамент и время затухания колебаний, вызванных ударом;

– влияние жесткости подвески на ударный импульс и колебания ИБ.

Основным назначением ИБ является уменьшение негативных последствий удара за счет собственно массы ИБ. Это традиционный способ конструирования ударных машин при отсутствии пневматической подвески. В случае пневмоподвески обеспечивается переход кинетической энергии падающего стола в кинетическую энергию ИБ, а затем потенциальную энергию сжатого воздуха, дросселирование воздуха в пневмоцилиндрах подвески и работу по дросселированию масла в амортизаторах. Из конструктивных соображений массу и габариты ИБ необходимо уменьшать при условии, что не будет искажено требуемое для испытания изделий ударное ускорение и частота следования ударов.

На рис. 5 представлен график полученного при моделировании ускорения при массе ударного стола с объектом испытаний равной 40 кг и различных значениях массы ИБ.



а *б*

Рис. 5. Ударный импульс ускорения:
а – при массе ИБ M = 800 кг; *б* – при массе ИБ M = 80 кг

Анализ показывает, что в случае если масса ИБ на порядок и больше массы стола с изделием, пиковое ускорение A и длительность τ воспроизводимого ударного импульса практически не изменяются при изменении массы ИБ. Так на одном из режимов работы ударной машины СМУ500-3 при массе ИБ M = 800 кг получаем A = 640 м/с^2, τ = 10,2 мс (рис. 5, *а*), при M = 400 кг: A = 580 м/с^2, τ = 10 мс. В случае, когда массы ИБ и стола отличаются не столь значительно, изменения становятся существенными. Например, при M = 80 кг, m = 40 кг имеем: A = 360 м/с^2, τ = 9 мс (рис. 5, *б*).

Похожая ситуация имеет место и с перемещением ИБ. На рис. 6 показана полученная при моделировании зависимость перемещения ИБ от его массы при воспроизведении ударного ускорения с пиковым значением 640 м/с^2 и длительностью 10,2 мс.

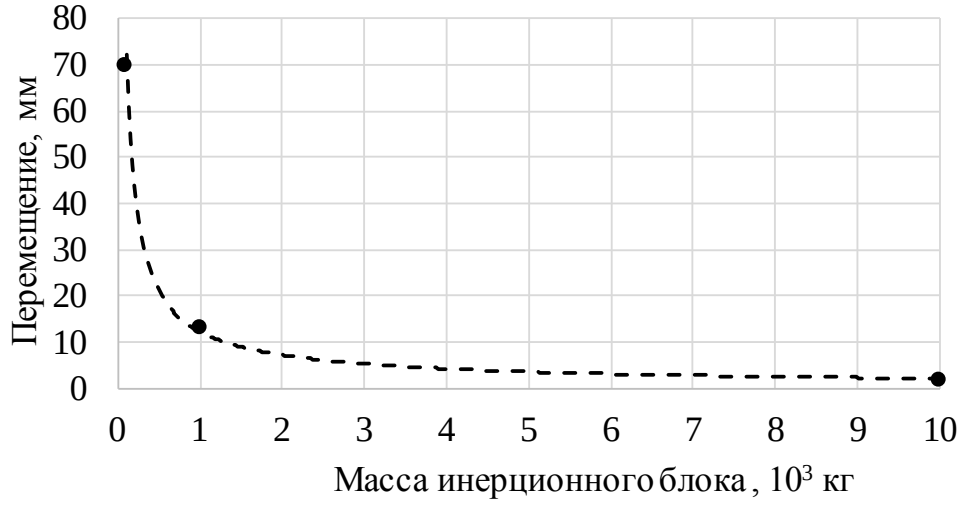


Рис. 6. Зависимость максимального перемещения от его массы при ударе

Увеличение перемещения ИБ влечет за собой проблему, связанную с поддержанием стабильности пикового ударного ускорения в нужном диапазоне и с обеспечением частоты ударных импульсов.

Увеличение демпфирования в амортизаторах приводит к снижению динамической нагрузки на фундамент, что очевидно. Однако конструкция современных амортизаторов такова, что их характеристики дискретно зависят от хода и дросселирование на малых и больших ходах отличается существенно. С уменьшением хода амортизаторы начинают работать как жесткие пружины, поэтому существует некоторое граничное значение их количества, превышение которого не имеет смысла и даже отрицательно сказывается на работе ударных машин. Этот эффект сильнее всего проявляется при воспроизведении больших пиковых ускорений и отсутствии перемещения ИБ, вызванного большим количеством амортизаторов, которые в этом случае просто перестают работать.

Жесткость подвески нелинейно изменяется при перемещении ИБ из-за изменения давления в поршневой полости пневмоцилиндров подвески в соответствии с (10). Для обеспечения условия (9) давление в поршневой полости и суммарная площадь поршней оказываются связанными величинами; независимой является только одна из них. Ее выбор базируется на постановке задачи: к примеру, диаметр поршня цилиндра может быть обоснован конструктивными особенностями устройства. С другой стороны, давление, подаваемое в пневматические цилиндры подвески, всегда ограничено давлением питающей магистрали.

При небольших перемещениях ИБ выражение для давления и силы упругости можно линеаризовать и получить

$$F_c \approx (M + m)g - cx_2, \tag{11}$$

где жесткость c определяется выражением

$$c = \frac{(M + m)g\gamma}{L + V_0/S_c}. \tag{12}$$

Таким образом, жесткость подвески можно изменять регулированием (подбором) объема ресивера.

Время переходного процесса, за которое ИБ возвращается в начальное стационарное состояние после прекращения удара, связано с количеством амортизаторов нелинейной зависимостью (рис. 7). В «области недодемпфирования» с увеличением количества амортизаторов время переходного процесса снижается. При этом тип переходного процесса – колебательный. В «области передемпфирования» увеличение количества амортизаторов приводит к затягиванию переходного процесса с апериодическим типом переходного процесса. При критическом демпфировании колебания отсутствуют, а время переходного процесса минимально.

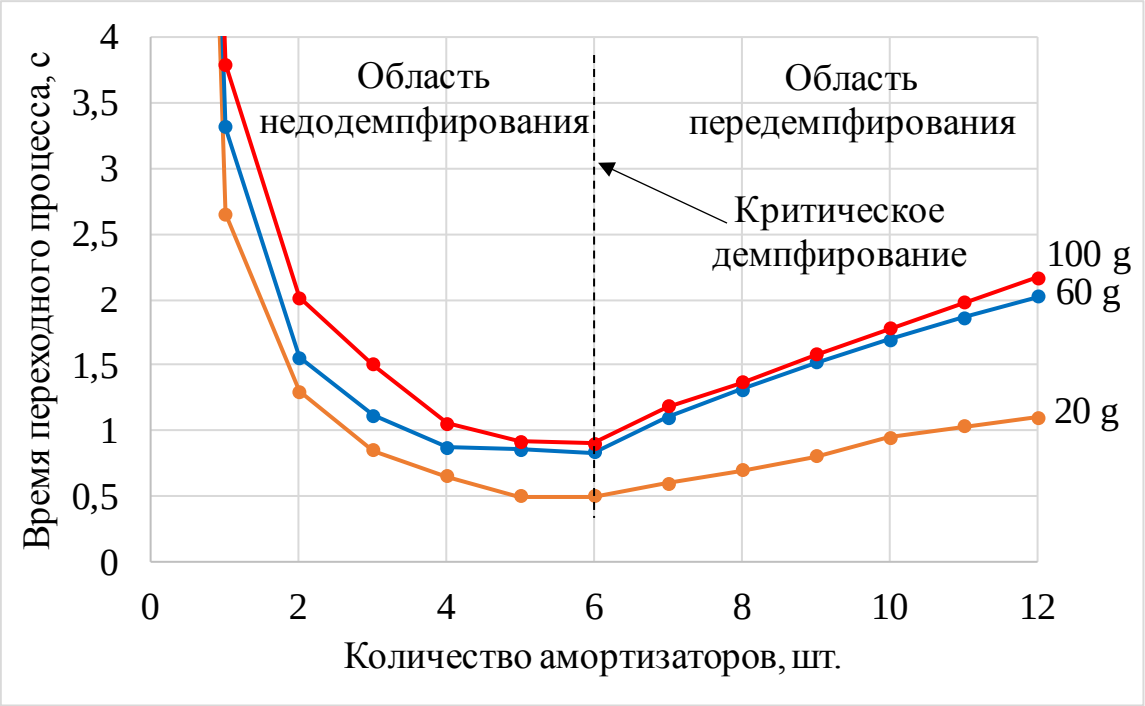


Рис. 7. График зависимости времени переходного процесса от количества амортизаторов при различных ускорениях стола

Заключение

Подвеска играет важную роль в современных пневматических ударных машинах. Она позволяет снизить динамические воздействия на фундамент и цеховое оборудование, уменьшить массу ИБ. Так как математическая модель процессов, протекающих в ударных машинах, является нелинейной, то исследования работы подвески и оптимальный выбор ее параметров представляет сложную многофакторную задачу, которую целесообразно решать с использованием компьютерного моделирования. Представленные в работе результаты исследований получены применительно к ударной машине СМУ500-3. В дальнейшем они могут быть расширены и обобщены для широкого типажа ударных машин с учетом изучения влияния на фазы движения стола и ИБ, детализированных моделей формирователей, амортизаторов, направляющих, пневматического оборудования и самого ИБ, представляющего собой многослойную конструкцию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Попов А.Н., Полищук М.Н. Испытательные машины. – монография. Екатеринбург: Изд-во «Уральский рабочий». – 2017. – 217 с.

[2] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. – McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.

[3] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. – 367 p.
[4] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
[5] Попов А.Н. Алгоритм наладки пневматических ударных стендов / А.Н. Попов, М.Н. Полищук, Н.Е. Пуленец, А.К. Васильев // Современное машиностроение. Наука и образование. № 6. 2017. С. 503-514.
[6] T.C. Sun, A.C.J Luo, H.R. Hamidzadeh. Dinamic response and optimization for suspension system with non-linear viscous damping. ImechE Part K Journal of Multi-body Dymanics, 214, p. 181-187, 2000.
[7] S. J. Lee. Development and analysis of an air spring model. Department of Mechanical Engineering, Myongji University, Gyeonggi 449-728, Korea, 2012.
[8] Giuseppe Quaglia, Massimo Sorli. Air suspension dimensionless analysis and design procedure, Vehile system dynamics, pp. 443-475, 2016.
[9] Попов А.Н., Полищук М.Н., Пуленец Н.Е. Новый способ получения ударного ускорения при механических испытаниях // Современное машиностроение. Наука и образование. № 7. – С. 783-796.
[10] Попов А.Н., Васильев А.К. Моделирование работы пневматического ударного стенда // Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – С. 12-15.
[11] Геренштейн А.В., Кастрюлина Н.С. Методы математического моделирования пневматических систем. Достижения науки – агропромышленному производству. – Изд-во ЮУГАУ, 2016. – С. 30-35.
[12] Чернышев А.В., Белова О.В., Крутиков А.А., Бакай Д.А. Смирнов И.А. Численное исследование нестационарных тепловых процессов в элементах пневматических систем – «Биомедицинская радиоэлектроника». – Из-во: «Радиотехника», 2007. – С. 44-50.
[13] Добромиров В.Н., Гусев Е.Н., Карунин М.А., Хавханов В.П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. – 184 с.
[14] Гидравлический амортизатор с переменным сопротивлением. Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В., Поздеев А.В., Марков Г.В. Вестник науки и образования, 2018.
[15] Каталог компании KYB [Электронный ресурс], код доступа: https://www.kyb.com/catalog/. Дата обращения: 10.04.2020.
[16] Попов А.Н., Полищук М.Н., Васильев А.К. Выбор формирователя для получения ударного импульса требуемой длительности // Научный форум с международным участием "Неделя науки СПбПУ". Институт

металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 3-6.
[17] J. Wen, Ch. Liu, H. Yao, B. Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator, International Journal of Impact Engineering, Vol. 120, pp. 1–15, 2018.
[18] T-H. Yang, Y-S. Lee, K-W. Yeon, H-M. Kim, J-Y. Kim, H-B Kwon. Estimation of the saw-tooth shock wave using a lead shock programmer, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30 (5), pp. 2133-2140, 2016.

M.N. Polishchuk[1], A.N. Popov[2], A.K. Vasiliev[3], D.V. Reshetov[4]

SIMULATION OF PNEUMATIC SUSPENSION OF SHOCK MACHINE

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

The mathematical and computer models of the shock testing machine pneumatic suspension are considered. Estimates are obtained for the influence of the main characteristics and parameters of the suspension elements: pressure, piston area and the stroke of pneumatic cylinders, the properties of shock absorbers and the mass of the inertial block on the parameters of reproducible shock pulses and the dynamic load on the foundation.

Key words: shock testing machine, pneumatic suspension, shock absorbers, computer simulation.

REFERENCES

[1] Popov A.N., Polishchuck M.N. Testing machines (Publishing house "Ural worker", 2017) (rus).
[2] Harris C.M., Piersol A.G. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5-th Edition. – McGraw-Hill Professional, 2002. – 1457 p.
[3] Christian Lalanne. Mechanical Shock: monograf. ISTE Ltd and John Wiley&Sons, Inc, 2009. 367 p.
[4] Vit Babuška, Carl Sisemore. The Science and Engineering of Mechanical Shock – Springer Nature Switzerland AG, 2020. – 369 p.
[5] Popov A.N. Adjustment logic for pneumatic shock mashines / A.N. Popov, M.N. Polishchuck, N.E. Pulenec, A.K. Vasilev. Modern mechanical engineering. Science and education. 2017. № 6. Pp. 503-514.

[6] T.C. Sun, A.C.J. Luo, H.R. Hamidzadeh. Dinamic response and optimization for suspension system with non-linear viscous damping. ImechE Part K Journal of Multi-body Dymanics, 214, p. 181-187, 2000.
[7] Lee S.J. Development and analysis of an air spring model. Department of Mechanical Engineering, Myongji University, Gyeonggi 449-728, Korea, 2012.
[8] Giuseppe Quaglia, Massimo Sorli. Air suspension dimensionless analysis and design procedure, Vehile system dynamics, Pp. 443-475, 2016.
[9] Popov A.N., Polishchuck M.N., Pulenec N.E. Reproduction of shock acceleration in mechanical testing by a new method // Modern mechanical engineering. Science and education. № 7. – p. 783–796.
[10] Popov A.N., Vasilev A.K. Pneumatic shock machine simulation, Proc. International Scientific and Practical Conf. Science Week at SPbPU, Saint-Petersburg, 2015, pp. 12-15. (rus).
[11] Gerenshtein A.V., Kastryulina N.S. Methods of mathematical modeling of pneumatic systems. Achievements of science – agricultural production. – UGAUA, 2016. – pp. 30-35 (rus).
[12] Chernyshev A.V., Belova O.V., Krutikov A.A., Bakay D.A. Smirnov I.A. Numerical study of unsteady thermal processes in elements of pneumatic systems. – "Biomedical radio electronics." – From: "Radio Engineering", 2007. – pp. 44-50 (rus).
[13] Dobromirov V.N., Gusev E.N., Karunin M.A., Khavkhanov V.P. Shock absorbers. Design. Calculation. Tests M.: MSTU "MAMI", 2006. – p. 184.
[14] Hydraulic shock absorber with variable resistance. Novikov V.V., Ryabov I.M., Chernyshov K.V., Pozdeev A.V., Markov G.V., Bulletin of Science and Education, 2018 (rus).
[15] KYB company. [Electronic resource], access code: https://www.kyb.com/catalog/. Date of appeal: 04/10/2020.
[16] Popov A.N., Polishchuck M.N., Vasilev A.K. The choice of the programmer to obtain a desired shock pulse duration. Lib: International Scientific and Practical Conference “Science Week at SPbPU”: conference proceedings. Institute of Metallurgy, Mechanical Engineering and Transport, SPbPU. Saint-Petersburg, 2016. Pp. 3-6.
[17] J. Wen, Ch. Liu, H. Yao, B. Wu. A nonlinear dynamic model and parameters identification method for predicting the shock pulse of rubber waveform generator, International Journal of Impact Engineering, Vol. 120, pp. 1–15, 2018.
[18] T-H. Yang, Y-S. Lee, K-W. Yeon, H-M. Kim, J-Y. Kim, H-B Kwon., Estimation of the saw-tooth shock wave using a lead shock programmer, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30 (5), pp. 2133-2140, 2016.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-26
УДК 004.021

В.А. Чеканин[1], А.В.Чеканин[2]

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ДЕКОМПОЗИЦИИ ОРТОГОНАЛЬНОГО МНОГОГРАННИКА ПРОИЗВОЛЬНОЙ РАЗМЕРНОСТИ



[1]Владислав Александрович Чеканин, к.т.н., доцент
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
Россия, Москва
Тел.: (499)972-9480, E-mail: vladchekanin@rambler.ru



[2]Александр Васильевич Чеканин, д.т.н., профессор
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»
Россия, Москва
Тел.: (499)972-9480, E-mail: avchekanin@rambler.ru

Аннотация

В статье рассматривается задача декомпозиции ортогонального многогранника произвольной размерности на множество крупных ортогональных объектов. Для решения этой задачи разработан алгоритм, основанный на применении модели потенциальных контейнеров, используемой при решении задач ортогональной упаковки объектов произвольной размерности. Приведены примеры декомпозиции двухмерных и трёхмерных ортогональных многогранников.

Ключевые слова: ортогональный многогранник, декомпозиция, модель потенциальных контейнеров, ортогональный объект, задача упаковки.

Введение

При решении задачи D-мерной упаковки объектов произвольной геометрической формы размещаемые объекты могут быть представлены в

виде ортогональных многогранников, представляющих собой наборы ортогональных объектов (D-мерных параллелепипедов) с фиксированным положением друг относительно друга [1]. Эта задача имеет большое число практических приложений в различных областях, включая задачи раскроя промышленных материалов и компоновки объектов геометрически сложной формы [2–5].

Очевидно, что с увеличением числа ортогональных объектов, образующих ортогональный многогранник, возрастает время, затрачиваемое на проверку возможности размещения ортогонального многогранника в заданной области контейнера [6]. Эта проблема наиболее остро проявляется при использовании воксельной модели [7, 8], обеспечивающей описание ортогонального многогранника большим числом одинаковых D-мерных кубов. Поэтому для повышения скорости формирования упаковки необходимо выполнять декомпозицию ортогонального многогранника, результатом которой является получение набора крупных ортогональных объектов, занимающих ту же область, что и исходных набор ортогональных объектов ортогонального многогранника.

Задача декомпозиции ортогонального многогранника на множество крупных ортогональных объектов минимальной мощности является частным случаем NP-трудной задачи покрытия ортогонального многогранника ортогональными объектами [9], причём она является NP-трудной даже для ортогонального многогранника без отверстий [10].

Для декомпозиции ортогонального многогранника используются следующие алгоритмы.

1. Уровневое выделение областей

Алгоритм, описанный в статьях [11, 12], осуществляет несколько итераций прохода по ячейкам матрицы, описывающей область, занимаемую ортогональным многогранником, в виде набора уровней [13] (для горизонтального направления объединения осуществляется анализ ячеек матрицы по строкам, для вертикального направления – по столбцам, для диагонального – как по строкам, так и по столбцам), с их последующим объединением в крупные прямоугольные объекты. Недостатком этого алгоритма является то, что он даёт различные результаты при использовании различных направлений объединения ячеек матрицы, при этом отсутствуют какие-либо сведения об эффективности применения отдельных направлений объединения. Данный алгоритм представлен в статье [11] лишь в двухмерном случае.

2. Построение проекций в ортогональном многограннике

Алгоритм, представленный в статье [14], основан на получении ортогональных объектов в результате построения проекций граней ортогонального многогранника на некоторую базовую плоскость

(основание). Алгоритм реализован только для ортогональных многогранников, которые представлены в виде наборов ортогональных объектов, имеющих общее основание (так называемых гистограмм), что существенно ограничивает область его практического применения. Задача декомпозиции гистограмм в двухмерной постановке также рассматривается в статье [15], в трёхмерной постановке – в статье [16].

3. Отсечение ортогональных объектов с последующим объединением

В статье [17] предлагается алгоритм, основанный на отсечении секущими плоскостями ортогональных объектов от ортогонального многогранника с последующим их объединением в крупные объекты при выполнении ряда проходов вдоль каждой координатной оси. В процессе отсечения используется несколько секущих плоскостей, перпендикулярных различным координатным осям. Основным недостатком этого алгоритма является появление большого числа небольших промежуточных ортогональных объектов, что замедляет работу алгоритма и требует дополнительных вычислительных ресурсов на их обработку. Другим недостатком этого алгоритма является то, что он является многопроходным, и при объединении ортогональных объектов требует прохода вдоль каждой координатной оси.

4. Использование графов

Алгоритмы этой группы основаны на разбиении составного объекта на ряд прямоугольных областей, для которых в последующем составляется граф, определяющий их соседство друг с другом. Решение задачи минимизации числа ортогональных объектов в ортогональном многограннике сводится к решению задачи поиска графа с наилучшими характеристиками. Алгоритмы декомпозиции с использованием графов и деревьев встречаются в большом числе публикаций [15, 18, 19], однако они применяются для декомпозиции только двухмерных ортогональных многогранников.

В результате анализа основных алгоритмов, используемых для декомпозиции ортогонального многогранника, были сделаны следующие выводы:

а) большинство алгоритмов ориентировано на применение к двухмерным ортогональным многогранникам (ортогональным полигонам);

б) многие алгоритмы выполняют декомпозицию ортогонального многогранника, для которого обязательно задаётся ряд ограничительных условий (например, наличие общего основания для всех объектов, отсутствие отверстий и пр.);

в) отсутствует алгоритм, обеспечивающий декомпозицию ортогонального многогранника произвольной размерности.

В данной работе предлагается алгоритм декомпозиции ортогонального многогранника произвольной размерности на множество

крупных ортогональных объектов, основанный на решении задачи ортогональной упаковки объектов с использованием разработанной модели потенциальных контейнеров [20]. Эта модель описывает всё свободное пространство заполняемого объектами контейнера в виде набора всех возможных ортогональных областей с максимальными габаритными размерами (т.н. потенциальных контейнеров), которые могут быть использованы для последующего размещения в них объектов.

Алгоритм декомпозиции ортогонального многогранника произвольной размерности

Будем рассматривать ортогональный многогранник V, состоящий из m ортогональных объектов в форме D-мерных параллелепипедов o_k, $k \in \{1,\ldots,m\}$ с габаритными размерами $\{w_k^1; w_k^2; \ldots; w_k^D\}$ (верхний индекс в формулах используется для обозначения размерности), положение которых задаётся в локальной системе координат ортогонального многогранника с помощью векторов $\{z_k^1; z_k^2; \ldots; z_k^D\}$.

Алгоритм декомпозиции D-мерного ортогонального многогранника V на множество крупных ортогональных объектов включает следующие шаги.

Шаг 1. Создать пустой D-мерный ортогональный контейнер 1 с габаритными размерами $\{W_1^1; W_1^2; \ldots; W_1^D\}$, совпадающими с габаритными размерами D-мерного параллелепипеда, описывающего исходный ортогональный многогранник V ($W_1^d = S^d, \forall d \in \{1,\ldots,D\}$, где $S^d = \max\left(z_k^d + w_k^d\right), \forall d \in \{1,\ldots,D\}, k \in \{1,\ldots,m\}$).

Шаг 2. Разместить ортогональный многогранник V в контейнере 1.

В результате размещения в контейнере 1 будет сформирован набор потенциальных контейнеров Ω_1 с габаритными размерами $\{w_{k_1}^1; w_{k_1}^2; \ldots; w_{k_1}^D\}$, $k_1 \in \Omega_1$, расположенных в точках $\{p_{k_1}^1; p_{k_1}^2; \ldots; p_{k_1}^D\}$. Набор потенциальных контейнеров Ω_1 описывает пространство контейнера 1, которое не принадлежит размещённому ортогональному многограннику V.

Шаг 3. Создать пустой D-мерный ортогональный контейнер 2 с габаритными размерами, совпадающими с габаритными размерами контейнера 1 ($W_2^d = W_1^d$, $\forall d \in \{1,\ldots,D\}$).

Шаг 4. Разместить в контейнере 2 набор D-мерных ортогональных объектов с параметрами (положение и габаритные размеры), совпадающими с параметрами потенциальных контейнеров из контейнера 1 (при размещении объектов разрешить их взаимное перекрытие): $x_i^d = p_{k_1}^d$ и $w_i^d = w_{k_1}^d$ $\forall d \in \{1,\ldots,D\}$, $i = 1,\ldots,K_1$, где K_1 –

мощность множества Ω_1 (число потенциальных контейнеров, находящихся в контейнере 1). В результате размещения в контейнере 2 будет сформирован набор потенциальных контейнеров Ω_2 с габаритными размерами $\left\{w_{k_2}^1; w_{k_2}^2; \ldots; w_{k_2}^D\right\}$, $k_2 \in \Omega_2$, расположенных в точках $\left\{p_{k_2}^1; p_{k_2}^2; \ldots; p_{k_2}^D\right\}$. Набор потенциальных контейнеров Ω_2 описывает пространство контейнера 2, которое принадлежит размещённому ортогональному многограннику V.

Шаг 5. Создать D-мерный ортогональный многогранник V', состоящий из ортогональных объектов с параметрами, совпадающими с параметрами потенциальных контейнеров из контейнера 2: $z_i^d = p_{k_2}^d$ и $w_i^d = w_{k_2}^d \quad \forall d \in \{1, \ldots, D\}$, $i = 1, \ldots, K_2$, где K_2 – мощность множества Ω_2 (число потенциальных контейнеров, находящихся в контейнере 2). Ортогональный многогранник V' содержит все возможные ортогональные объекты, на которые он может быть декомпозирован.

Шаг 6. Применить теоретико-множественную операцию сложения [21] ко всем ортогональным объектам, входящим в состав ортогонального многогранника V'. В результате будет получен ортогональный многогранник O, состоящий из неперекрывающих друг друга ортогональных объектов. Поскольку операция сложения ортогональных объектов применяется к набору всех возможных объектов, на которые может быть декомпозирован исходный ортогональный многогранник V, упорядоченных в порядке убывания занимаемых ими объёмов, то полученный ортогональный многогранник O будет состоять из максимально возможно крупных ортогональных объектов.

Результаты применения разработанного алгоритма

Рассмотрим примеры декомпозиции ортогональных многогранников различной размерности, созданных с использованием воксельной модели.

Пример 1

Ортогональный многогранник в форме эллипса с отверстием, представленный на рис. 1, а, состоит из 1398 одинаковых ортогональных объектов с габаритными размерами $\{1;1\}$ и описывается набором неравенств:

$$\begin{cases} 2(x-50)^2 + (y-25)^2 - 150 \geq 0; \\ (x-50)^2 + 2(y-25)^2 - 800 < 0, \end{cases}$$

где $x \in [0;100]$, $y \in [0;50]$.

На рис. 1, б и 1, в представлено содержимое контейнеров 1 и 2 (потенциальные контейнеры показаны серым цветом без заливки).

В результате работы разработанного алгоритма декомпозиции был получен ортогональный многогранник, состоящий из 72 ортогональных объектов, представленный на рис. 1, г.

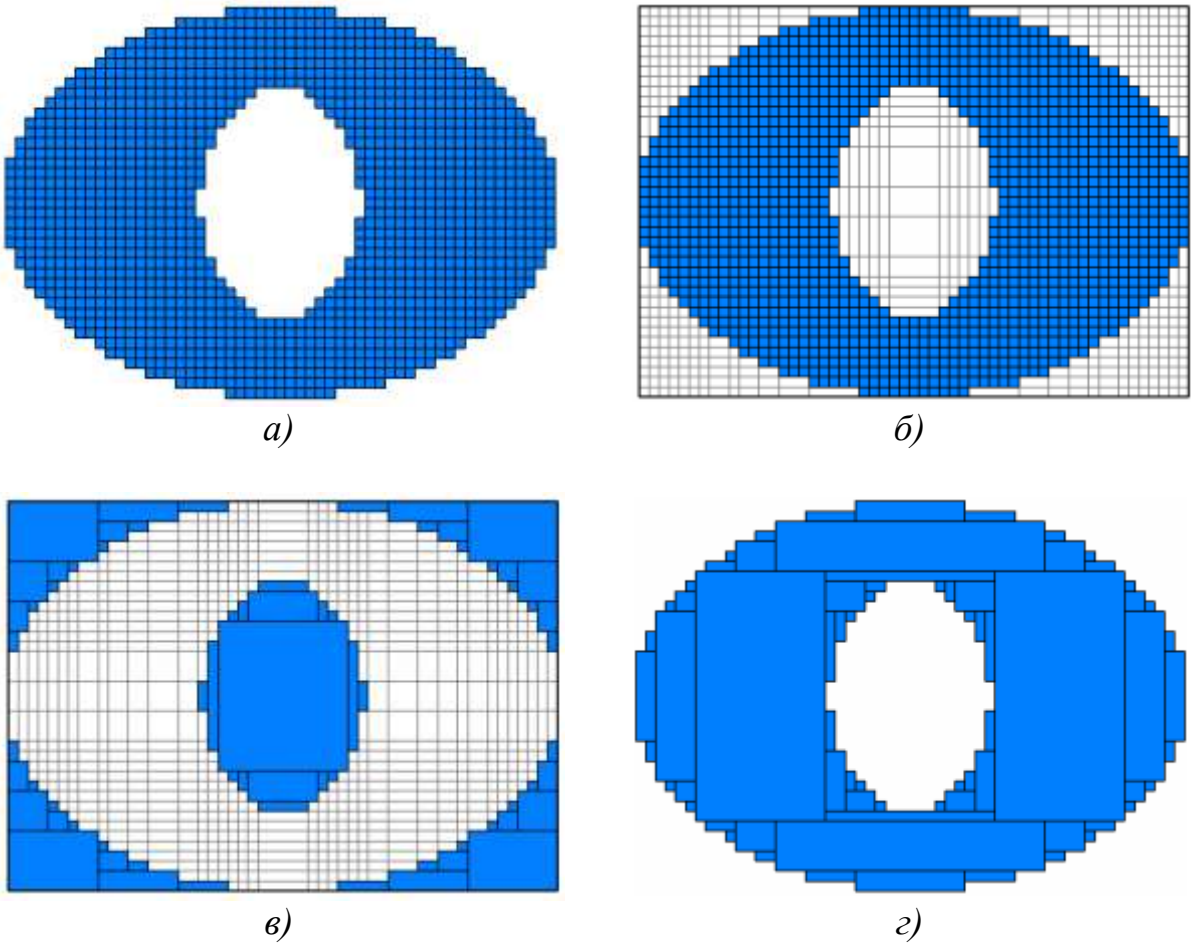
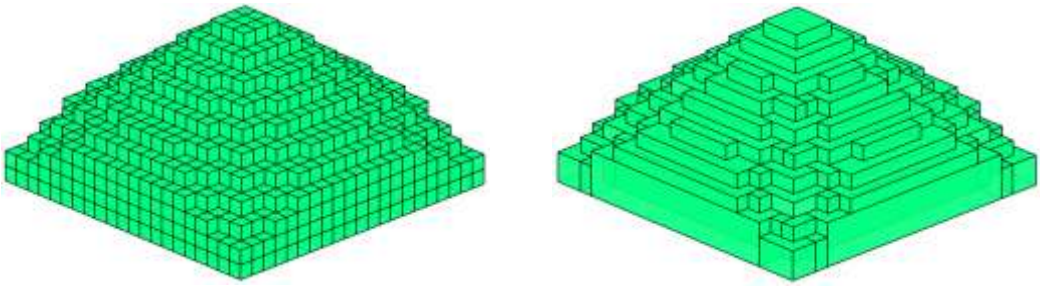


Рис. 1. Декомпозиция двухмерного ортогонального многогранника:
а) исходный ортогональный многогранник; *б)* контейнер 1;
в) контейнер 2; *г)* полученный ортогональный многогранник

Пример 2

Ортогональный многогранник в форме пирамиды, представленный на рис. 2, а, состоит из 2653 одинаковых ортогональных объектов с габаритными размерами $\{1;1;1\}$ и описывается неравенством $x^2 + y^2 - 2z^2 \le 0$, где $x \in [-10;10]$, $y \in [-10;10]$, $z \in [-10;0]$.

В результате декомпозиции был получен ортогональный многогранник, состоящий из 89 ортогональных объектов, представленный на рис. 2, б.



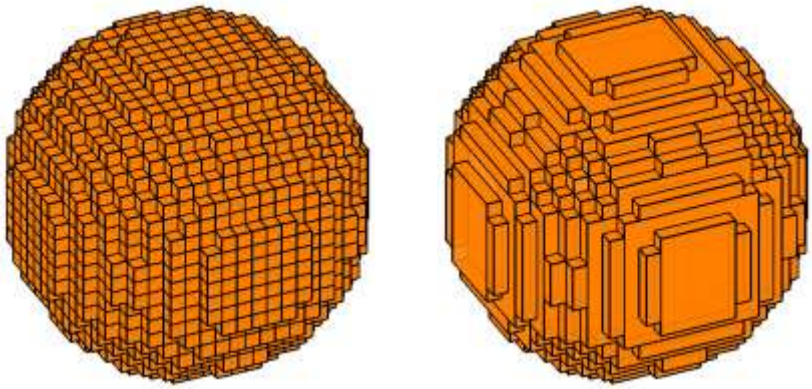
а) *б)*

Рис. 2. Декомпозиция трёхмерного ортогонального многогранника в форме пирамиды:
а) исходный ортогональный многогранник;
б) полученный ортогональный многогранник

Пример 3

Ортогональный многогранник в форме шара, представленный на рис. 3, а, состоит из 5233 одинаковых ортогональных объектов с габаритными размерами $\{1;1;1\}$ и описывается неравенством $x^2 + y^2 + z^2 - 100 \le 0$, где $x \in [-10;10]$, $y \in [-10;10]$, $z \in [-10;10]$.

В результате декомпозиции был получен ортогональный многогранник, состоящий из 181 ортогонального объекта, представленный на рис. 3, б.

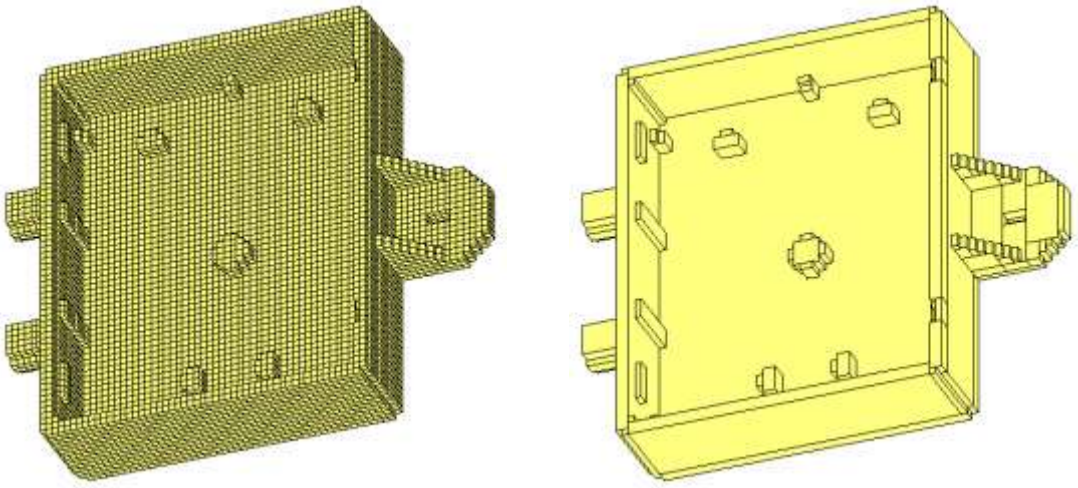


а) *б)*

Рис. 3. Декомпозиция трёхмерного ортогонального многогранника в форме шара:
а) исходный ортогональный многогранник;
б) полученный ортогональный многогранник

Пример 4

На рис. 4, а представлен пример ортогонального многогранника геометрически сложной формы, состоящего из 14286 одинаковых ортогональных объектов с габаритными размерами $\{1,1,1\}$. В результате декомпозиции был получен ортогональный многогранник, состоящий из 114 ортогональных объектов, представленный на рис 4, б.



а) *б)*

Рис. 4. Декомпозиция трёхмерного ортогонального многогранника геометрически сложной формы:
а) исходный ортогональный многогранник;
б) полученный ортогональный многогранник

Обсуждение

Применение алгоритма декомпозиции ортогонального многогранника позволяет существенно повысить скорость размещения объектов, что подтверждается результатами вычислительного эксперимента (табл.). В таблице используются следующие обозначения: T_0 – время, затрачиваемое на компактное размещение исходного ортогонального многогранника, T_1 – время, затрачиваемое на компактное размещение декомпозированного ортогонального многогранника. Вычислительный эксперимент проводился на персональной ЭВМ (ЦП – Intel Core i5-8400, 2,8 ГГц; ОЗУ – 8 ГБ).

Таблица. Время, затрачиваемое на компактное размещение ортогонального многогранника

№ п/п	**Ортогональный многогранник**	T_0**, с**	T_1**, с**
1	Пример 1 (рис. 1)	0,30	0,04
2	Пример 2 (рис. 2)	1,89	0,12
3	Пример 3 (рис. 3)	14,75	0,76
4	Пример 4 (рис. 4)	56,51	0,52

Заключение

Разработан алгоритм, обеспечивающий декомпозицию ортогонального многогранника на множество ортогональных объектов с

наибольшими площадями (объёмами) на основе решения задачи упаковки с использованием модели потенциальных контейнеров. В отличие от прочих известных алгоритмов декомпозиции, предложенный алгоритм программно реализован инвариантно относительно размерности объекта, что делает его применимым при решении задач упаковки произвольной размерности. Разработанный алгоритм применим для декомпозиции ортогональных многогранников произвольной геометрической формы, в том числе, имеющих отверстия или внутренние полости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithm for the Placement of Orthogonal Polyhedrons for the Cutting and Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2020. P. 41-48.

[2] Григорьев С.Н. Тенденции и проблемы модернизации машиностроительного производства на базе отечественного станкостроения // Вестник МГТУ Станкин. 2010. № 3 (11). С. 7-13.

[3] 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.

[4] Godlevskiy V.A., Markov V.V., Usoltseva N.V. Principle of compatibility of heterogeneous additives in triboactive metalworking fluids for edge cutting of metals // Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2017. P. 65-71.

[5] Соболев А.Н., Косов М.Г., Некрасов А.Я. Моделирование конструкций корпусных деталей с использованием расчётных макроэлементов // Вестник МГТУ «Станкин». 2014. № 3 (30). С. 98-101.

[6] 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.

[7] Локтев М.А., Толок А.В. Функциональный принцип обхода препятствий с применением метода функционально-воксельного моделирования // Вестник МГТУ «Станкин». 2016. № 1 (36). С. 75-80.

[8] Плаксин А.М., Толок А.В. Функционально-воксельная модель в задачах интеллектуализации систем автоматизированного проектирования // Вестник МГТУ Станкин. 2017. № 2 (41). С. 75-78.

[9] Masek W.J. Some NP-Complete Set Covering Problems: Manuscript. – Cambridge: MIT, 1979.

[10] Culberson J.C., Reckhow R.A. Covering Polygons is Hard // Journal of Algorithms. 1994. Vol. 17. No. 1. P. 2-44.
[11] Хасанова Э.И., Валеев Р.С. Матричный способ декомпозиции многосвязного полигона на множество прямоугольных областей минимальной мощности // Вестник УГАТУ. 2010. Т. 14. № 2 (37). С. 183-187.
[12] Валиахметова Ю.И., Телицкий С.В., Хасанова Э.И. Гибридный алгоритм на основе последовательного уточнения оценок для задач максимального ортогонального покрытия // Вестник Башкирского университета. 2012. Т. 17. № 1. С. 421-424.
[13] Lodi A., Martello S., Vigo D. Recent advances on two-dimensional bin packing problems // Discrete Applied Mathematics. 2002. Vol. 123. No. 1-3. P. 379-396.
[14] Floderus P., Jansson J., Levcopoulos C., Lingas A., Sledneu D. 3D rectangulations and geometric matrix multiplication // Algorithmica. 2018. Vol. 80. No. 1. P. 136-154.
[15] Durocher S., Mehrabi S. Computing conforming partitions of orthogonal polygons with minimum stabbing number // Theoretical Computer Science. 2017. Vol. 689. P. 157-168.
[16] Biedl T., Derka M., Irvine V., Lubiw A., Mondal D., Turcotte A.. Partitioning Orthogonal Histograms into Rectangular Boxes // In: Latin American Symposium on Theoretical Informatics. Springer, Cham. 2018. P. 146-160.
[17] Cruz-Matías I., Ayala D. Compact union of disjoint boxes: An efficient decomposition model for binary volumes // Computación y Sistemas. 2017. Vol. 21. No. 2. P. 275-292.
[18] Wu S.Y., Sahni S. Fast algorithms to partition simple rectilinear polygons // VLSI Design. 1994. Vol. 1. No. 3. P. 193-215.
[19] Györi E., Hoffmann F., Kriegel K., Shermer T. Generalized guarding and partitioning for rectilinear polygons // Computational Geometry. 1996. Vol. 6. No. 1. P. 21-44.
[20] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. Vol. 22. 2015. P. 33-38.
[21] Чеканин В.А., Чеканин А.В. Алгоритмы формирования ортогональных многогранников произвольной размерности в задачах раскроя и упаковки // Вестник МГТУ «Станкин». 2018. № 3 (46). С. 126-130.

V.A. Chekanin[1], A.V. Chekanin[2]

SOLVING THE PROBLEM OF DECOMPOSITION OF AN ORTHOGONAL POLYHEDRON OF ARBITRARY DIMENSION

[1,2]Moscow State University of Technology «STANKIN», Russia

Abstract

The article is devoted to the problem of decomposition of an orthogonal polyhedron of arbitrary dimension into a set of large orthogonal objects. To solve this problem, an algorithm has been developed based on the application of the model of potential containers which is used in solving of orthogonal packing problems of arbitrary dimension. Examples of decomposition of two-dimensional and three-dimensional orthogonal polyhedrons are presented.

Key words: orthogonal polyhedron, decomposition, model of potential containers, orthogonal object, packing problem.

REFERENCES

[1] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithm for the Placement of Orthogonal Polyhedrons for the Cutting and Packing Problems // Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2020. P. 41-48.

[2] Grigoriev S.N. Trends and Issues of the Modernization of Engineering Productionon the Basis of Domestic Machine Tool // Vestnik MSTU «STANKIN». 2010. Vol. 3. P. 7-13. (rus.).

[3] Ermolov I.L., Sobolnikov S.A. Planning of mobile robots' deployment for functioning of mobile communication network // Vestnik MSTU «STANKIN». 2012. Vol. 4. P. 126-129. (rus.).

[4] Godlevskiy V.A., Markov V.V., Usoltseva N.V. Principle of compatibility of heterogeneous additives in triboactive metalworking fluids for edge cutting of metals // Advances in Mechanical Engineering. Springer International Publishing. 2017. P. 65-71. (rus.).

[5] Sobolev A.N., Kosov M.G., Nekrasov A.Y. The modeling of constructions of gear housing details using calculating macrocells // Vestnik MSTU «STANKIN». 2014. Vol. 3. P. 98-101. (rus.).

[6] Chekanin V.A. Algorithms for the placing and deleting of orthogonal polyhedrons of arbitrary dimension in the cutting and packing problems // Vestnik MSTU «STANKIN». 2019. Vol. 3. P. 77-81. (rus.).

[7] Loktev M.A., Tolok A.V., The functional principle of obstacle avoidance using the method of functional voxel modeling. Vestnik MSTU «STANKIN». 2016. Vol. 1. P. 75-80. (rus.).

[8] Plaksin A.M., Tolok A.V. The usage of functionally-voxel model in problems of intellectualisation of computer aided design // Vestnik MSTU «STANKIN». Vol. 2. P. 75-78. (rus.).
[9] Masek W.J. Some NP-Complete Set Covering Problems: Manuscript. – Cambridge: MIT, 1979.
[10] Culberson J.C., Reckhow R.A. Covering Polygons is Hard // Journal of Algorithms. 1994. Vol. 17. No. 1. P. 2-44.
[11] Khasanova E.I., Valeev R.S. The matrix decomposition method of multicoherent polygon into the set of rectangular areas of minimum capacity // Vestnik UGATU. 2010. Vol. 14. No. 2. P. 183-187. (rus.).
[12] Valiakhmetova Yu.I., Telitskiy S.V., Hasanova E.I. Gibridnyi algoritm na osnove posledovatel'nogo utochneniya otsenok dlya zadach maksimal'nogo ortogonal'nogo pokrytiya // Vestnik Bashkirskogo universiteta. 2012. Vol. 17. No. 1 (I). P. 421-424. (rus.).
[13] Lodi A., Martello S., Vigo D. Recent advances on two-dimensional bin packing problems // Discrete Applied Mathematics. 2002. Vol. 123. No. 1-3. P. 379-396.
[14] Floderus P., Jansson J., Levcopoulos C., Lingas A., Sledneu D. 3D rectangulations and geometric matrix multiplication // Algorithmica. 2018. Vol. 80. No. 1. P. 136-154.
[15] Durocher S., Mehrabi S. Computing conforming partitions of orthogonal polygons with minimum stabbing number // Theoretical Computer Science. 2017. Vol. 689. P. 157-168.
[16] Biedl T., Derka M., Irvine V., Lubiw A., Mondal D., Turcotte A.. Partitioning Orthogonal Histograms into Rectangular Boxes // In: Latin American Symposium on Theoretical Informatics. Springer, Cham. 2018. P. 146-160.
[17] Cruz-Matías I., Ayala D. Compact union of disjoint boxes: An efficient decomposition model for binary volumes // Computación y Sistemas. 2017. Vol. 21. No. 2. P. 275-292.
[18] Wu S.Y., Sahni S. Fast algorithms to partition simple rectilinear polygons // VLSI Design. 1994. Vol. 1. No. 3. P. 193-215.
[19] Györi E., Hoffmann F., Kriegel K., Shermer T. Generalized guarding and partitioning for rectilinear polygons // Computational Geometry. 1996. Vol. 6. No. 1. P. 21-44.
[20] Chekanin V.A., Chekanin A.V. An efficient model for the orthogonal packing problem // Advances in Mechanical Engineering. Vol. 22. 2015. P. 33-38.
[21] Chekanin V.A., Chekanin A.V. Algorithms for the formation of orthogonal polyhedrons of arbitrary dimension in the cutting and packing problems // Vestnik MSTU «STANKIN». 2018. Vol. 3. P. 126-130. (rus.).

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-27
УДК 669.295.5.018.2

Ю.Б. Егорова[1], С.В. Скворцова[2], Л.В. Давыденко[3], Е.Н. Егоров[4]

ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ ОТЖИГА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ РЕЗАНИЕМ СПЛАВА VST2K



[1]Юлия Борисовна Егорова,
Ступинский филиал Московского авиационного института
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (917)556-8258, e-mail: egorova_mati@mail.ru



[2]Светлана Владимировна Скворцова
Московский авиационный институт,
Россия, Москва
Тел.: (916)024-8322, e-mail: skvorcovasv@mati.ru



[3] Людмила Васильевна Давыденко
Московский политехнический университет
Россия, Москва
Тел.: (926)116-7666, e-mail: mami-davidenko@mail.ru



[4] Евгений Николаевич Егоров
Ступинский филиал Московского авиационного института
Россия, Ступино, Московская область
Тел.: (917)556-8258, e-mail: aravir_ene@mail.ru

Аннотация

В статье показана возможность повышения стабильности механических свойств и обрабатываемости резанием титанового сплава VST2K с помощью термической обработки, позволяющей сформировать одинаковый фазовый состав и однотипную структуру в горячекатаных полуфабрикатах разного химического состава. Изучено влияние температуры отжига и скорости охлаждения (на воздухе, в воде, с печью)

на параметры структуры, фазовый состав и твердость. Получены регрессионные зависимости, позволяющие прогнозировать температуру полиморфного превращения, количество и размер частиц первичной α-фазы и твердость в зависимости от различных факторов. На основании результатов статистического анализа были обоснованы режимы отжига, обеспечивающие близкий уровень механических свойств и параметров обрабатываемости резанием при фрезеровании плит из разных плавок сплава VST2K.

Ключевые слова: титановые сплавы, сплав VST2K, химический состав, термическая обработка, структура, механические свойства, обрабатываемость резанием, статистический анализ.

Введение

Титановые сплавы – перспективные материалы для медицинского применения [1, 2]. Однако основной недостаток этих сплавов – высокая стоимость, что сдерживает их использование для изготовления изделий гражданского назначения. Это обусловлено прежде всего тем, что в себестоимости титановых слитков затраты на дорогостоящую шихту (титановую губку и легирующие компоненты) приходится до 90% всех затрат [3]. Производство деформированных полуфабрикатов и готовых изделий также относится к трудоемким и дорогим процессам из-за высокого сопротивления деформированию при обработке давлением и механической обработке, взаимодействия титана с газами окружающего пространства, ограниченной возможности холодной деформации, низкой теплопроводности [3, 4].

Одним из самых распространенных титановых сплавов для медицинского применения является сплав ВТ6 системы Ti-Al-V, что обусловлено хорошим сочетанием прочностных, пластических и технологических свойств [1, 2, 5, 6]. Механические свойства различных полуфабрикатов из сплава ВТ6 для медицинского применения должны соответствовать требованиям ГОСТ Р ИСО 5832-3 (табл. 1).

Таблица 1

Механические свойства сплава ВТ6 в отожженном состоянии по ГОСТ Р ИСО 5832-3

Вид полуфабриката	Предел прочности, МПа	Условный предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %
	не менее		
Листы и полосы	860	780	8
Пруток	860	780	10

Перспективным направлением снижения стоимости титановой продукции различного назначения является разработка экономно легированных сплавов. Такой подход был осуществлен в работе [7] при обосновании замены сплава ВТ16 на сплав Ti-2,2Al-5Fe, легированный железом вместо ванадия; а также в работах [8, 9] при разработке сплавов системы Ti-Fe-O-N. В Японии разработан сплав Ti-6Al-2Nb для медицинского назначения вместо сплава Ti-6Al-4V. В новом сплаве ванадий заменен эквивалентными количествами ниобия, при этом механические и биомедицинские свойства сплавов практически идентичны [10].

Кардинальный подход был предложен в патентах [12, 13], в которых описан вторичный титановый сплав, полностью получаемый из отходов сплавов VST5553, Ti-10V-2Fe-3Al и более дешевой титановой губки ТГ-ТВ (табл. 2). Сплав был разработан в 2000-х годах на ВСМПО (г. Верхняя Салда) и стал известен под маркой VST2. Его стоимость в 2 раза ниже традиционных высокопрочных титановых сплавов, что расширяет область применения титана в медицине, гражданской и военной технике [11, 14].

Таблица 2

Химический состав (% масс.) сплава VST2 [12, 13]

Al	Mo	V	Fe	Cr	Ni	Si	C	O	N	Zr	Ti
0,01-6,5	0,05-2,0	0,01-5,5	0,10-2,5	0,01-1,5	0,01-0,5	0,01-0,25	≤0,10	≤0,30	≤0,07	≤0,5	осталь ное

В зависимости химического состава сплав VST2 может относиться как к α+β-сплавам мартенситного класса, так и к переходным или псевдо β-сплавам, что дает возможность получать многообразие дешевых полуфабрикатов с заданными свойствами. Требуемый уровень механических свойств различных полуфабрикатов может быть обеспечен строгой регламентацией значений эквивалентов по алюминию и молибдену [12, 13]. Для производства листовых полуфабрикатов, предназначенных для изготовления деталей сверхпластической штамповкой при пониженных температурах, эквивалент по алюминию должен лежать в интервале $[Al]_{экв}^{стр}$=5,4-7,1%, а эквивалент по молибдену $[Mo]_{экв}^{стр}$=3,1-7,0%. Для листов и плит конструкционного назначения, в том числе для замены сплава ВТ6 (VST2K), наиболее целесообразны $[Al]_{экв}^{стр}$ =7,11-9,7%, $[Mo]_{экв}^{стр}$=3,1-7,0%. Листы и плиты броневого назначения должны иметь $[Al]_{экв}^{стр}$=4,3-9,2%, $[Mo]_{экв}^{стр}$=7,0-13,4%.

В качестве замены в медицинских целях сплава ВТ6 возможно использование сплава VST2 и его модификации VST2K [16, 17]. Несмотря на то, что для конструкционного применения были ограничены значения эквивалентов $[Al]_{экв}^{стр}$=7,11-9,7%, $[Mo]_{экв}^{стр}$=3,1-7,0, разные плавки сплава

VST2K все же могут иметь достаточно сильно отличающийся химический состав и, соответственно, разную структуру, свойства и обрабатываемость резанием деформированных полуфабрикатов.

Цель исследования состояла в обосновании режимов термической обработки, которые обеспечивают повышение стабильности регламентируемых механических свойств и характеристик обрабатываемости резанием сплава VST2K разных плавок.

Исходные материалы и методика проведения исследований

В качестве объектов для исследования использовали слитки (плавки №1-9) и горячекатанные плиты толщиной 40 мм (плавки №1-3) из сплава VST2K промышленного производства (табл. 3). Для оценки степени легирования различных плавок применяли структурные и прочностные эквиваленты по алюминию и молибдену [4]:

$$[\mathrm{Al}]_{экв}^{стр} = \%\mathrm{Al} + \%\mathrm{Sn}/3 + \%\mathrm{Zr}/6 + 10[\%O + \%C + 2\%N],$$

$$[Mo]_{экв}^{стр} = \%\mathrm{Mo} + \%Ta/4{,}5 + \%\mathrm{Nb}/3{,}3 + \%\mathrm{W}/2 + \%\mathrm{V}/1{,}4 + \%\mathrm{Cr}/0{,}6 + \%\mathrm{Mn}/0{,}6 + \%\mathrm{Fe}/0{,}4 + \%\mathrm{Ni}/0{,}8.$$

$$[\mathrm{Al}]_{экв}^{пр} = \%Al + \%\mathrm{Sn}/2 + \%\mathrm{Zr}/3 + 3{,}3\%Si + 20\%O + 33\%N + 12\%C,$$

$$[Mo]_{экв}^{пр} = \%\mathrm{Mo} + \%\mathrm{V}/1{,}7 + \%\mathrm{Mn} + \%\mathrm{W} + \%\mathrm{Cr}/0{,}8 + \%\mathrm{Fe}/0{,}7 + \%\mathrm{Nb}/3{,}3.$$

Отжиг проводили при температурах 850-1000^{0}С в течение 0,5-1,5 ч. Охлаждение образцов после отжига осуществляли с разными скоростями: на воздухе ($V_{охл}$=10 К/с), в воде ($V_{охл}$=30 К/с), с печью ($V_{охл}$=0,04 К/с). Температуру полиморфного превращения ($T_{пп}$) определяли металлографическим методом. Исследования микроструктуры проводили на оптическом микроскопе AXIO Observer.Alm (Karl Zeiss Jena) при увеличениях до 1000 крат. Анализ полученных изображений осуществляли с помощью программного комплекса NEXSYS Image Expert Pro 3.6. Измерение твердости по Роквеллу проводили по ГОСТ 9013-59 на приборе BUEHLER Macromet 5100T. Испытания на растяжение проводили в соответствии с ГОСТ 1497-84 на испытательной машине TIRATEST. Ударную вязкость определяли по ГОСТ 9454-88 на ударных образцах с U-образным надрезом. Режимы фрезерования на станке MCV-1020A образцов фрезой Helical: скорость резания 61 и 122 м/мин, подача на зуб 0,15 и 0,076 мм, радиальная глубина резания 1,3 и 0,51 мм. Для измерения термо-ЭДС и температуры в зоне резания использовали метод естественной термопары. Измерение усилий резания проводили с применением измерительной-регистрационной системы, включающей универсальный динамометр УДМ-600 и 4-х канальный тензоусилитель 4АНЧ-22. Статистический анализ был проведен с помощью ППП Statistica.

Результаты исследований и их обсуждение

В табл. 3 приведены структурные и прочностные эквиваленты по алюминию и молибдену исследованных плавок, $T_{пп}$ и предел прочности (после стандартного отжига), определенный по соотношению [4]:

$$\sigma_B^{расч} = 235 + 60[Al]_{экв}^{пр} + 50[Mo]_{экв}^{пр}. \qquad (1)$$

где σ_0 = 235 МПа – предел прочности чистого титана [4]. Предел прочности (1) характеризует упрочнение, обусловленное образованием твердых растворов легирующих элементов и примесей в титане.

Таблица 3

Структурные и прочностные эквиваленты по алюминию и молибдену исследованных плавок, $T_{пп}$ и ожидаемый предел прочности сплава VST2K

№ плавки	$[Al]_{экв}^{стр}$	$[Mo]_{экв}^{стр}$	$[Al]_{экв}^{стр} / [Mo]_{экв}^{стр}$	$[Al]_{экв}^{пр}$	$[Mo]_{экв}^{пр}$	$[Al]_{экв}^{пр} / [Mo]_{экв}^{пр}$	$T_{ПП}$, °С	$\sigma_в$, МПа
1	7,14	4,48	1,59	8,38	3,43	2,44	990	909
2	7,35	5,80	1,26	8,71	4,50	1,94	980	983
3	7,19	7,61	0,94	8,42	5,89	1,43	970	1035
4	8,11	7,52	1,08	10,3	5,89	1,75	980	1148
5	7,67	4,12	1,86	9,28	3,09	3,00	1000	946
6	8,04	3,77	2,13	9,75	3,04	3,21	1010	972
7	8,31	3,78	2,20	10,00	2,96	3,38	1020	983
8	9,49	3,9	2,43	12,06	2,96	4,07	1030	1107
9	8,97	3,15	2,85	11,07	2,52	4,39	1050	1025

Из-за сильных колебаний химического состава и эквивалентов по алюминию и молибдену абсолютный разброс $T_{пп}$ составляет 70°С, а предела прочности ~240 МПа (табл. 3). Следует отметить, что ожидаемый уровень предела прочности всех плавок лежит значительно выше значений, регламентируемых для сплава ВТ6 медицинского назначения по ГОСТ Р ИСО 5832-3 (табл. 1).

Температура полиморфного превращения является важной физической характеристикой титановых сплавов, определяющей, в частности, режимы термической обработки. Оценить $T_{пп}$ сплава VST2K любого состава можно по соотношениям, полученным на основе регрессионного анализа данных табл. 3 и сведений из статей [20-23]:

$$T_{пп}=882+20,14[Al]_{экв}^{стр} - 8,25[Mo]_{экв}^{стр}, \qquad (2)$$

$$T_{пп}=882+64,12[Al]_{экв}^{стр} / [Mo]_{экв}^{стр}, \qquad (3)$$

где 882°С – температура полиморфного превращения титана высокой чистоты [4]. Коэффициент корреляции 0,97, статистическая ошибка 10-15°С, доверительная вероятность 0,95.

При выборе оптимального состава сплава VST2K для медицинского назначения следует учитывать следующие обстоятельства. Во-первых, слитки не должны иметь суммарное содержание α-стабилизаторов,

превышающее $[Al]_{экв}^{стр}$=9,0%, что может привести к образованию фазы α_2, резко снижающей пластичность [4, 18]. Во-вторых, в диссертации [19] было установлено, что сплав VST2K с $[Al]_{экв}^{стр}$≈7,0-7,5% не уступает по коррозионной стойкости сплаву ВТ6 ($[Al]_{экв}^{стр}$≈7,0%; $[Mo]_{экв}^{стр}$≈3,2%). Поэтому для дальнейших исследований были выбраны три плавки №1-3 с приблизительно одинаковым эквивалентом по алюминию 7,1-7,4%, близким к сплаву ВТ6, но с разными значениями эквивалента по молибдену 4,5; 5,8; 7,6% (табл. 3).

На втором этапе был исследован фазовый состав и твердость образцов, вырезанных из плит сплава VST2K разных плавок, в состоянии поставки (после горячей прокатки), после отжига при температурах $T_{пп}$-30°С…. $T_{пп}$-150°С (охлаждение на воздухе и с печью), после закалки с температур $T_{пп}$+10°С…. $T_{пп}$-150°С (охлаждение в воде).

Структура сплава VST2K после отжига и охлаждения на воздухе представлена частицами первичной α-фазы (глобулярными или несколько вытянутой формы), между которыми расположены более мелкие пластины вторичной α-фазы и β-прослойка. С увеличением разности между $T_{пп}$ и температурой отжига с 30 до 150°С наблюдается рост количества частиц первичной α-фазы с 5 до 52% (рис. 1, табл. 4).

Таблица 4

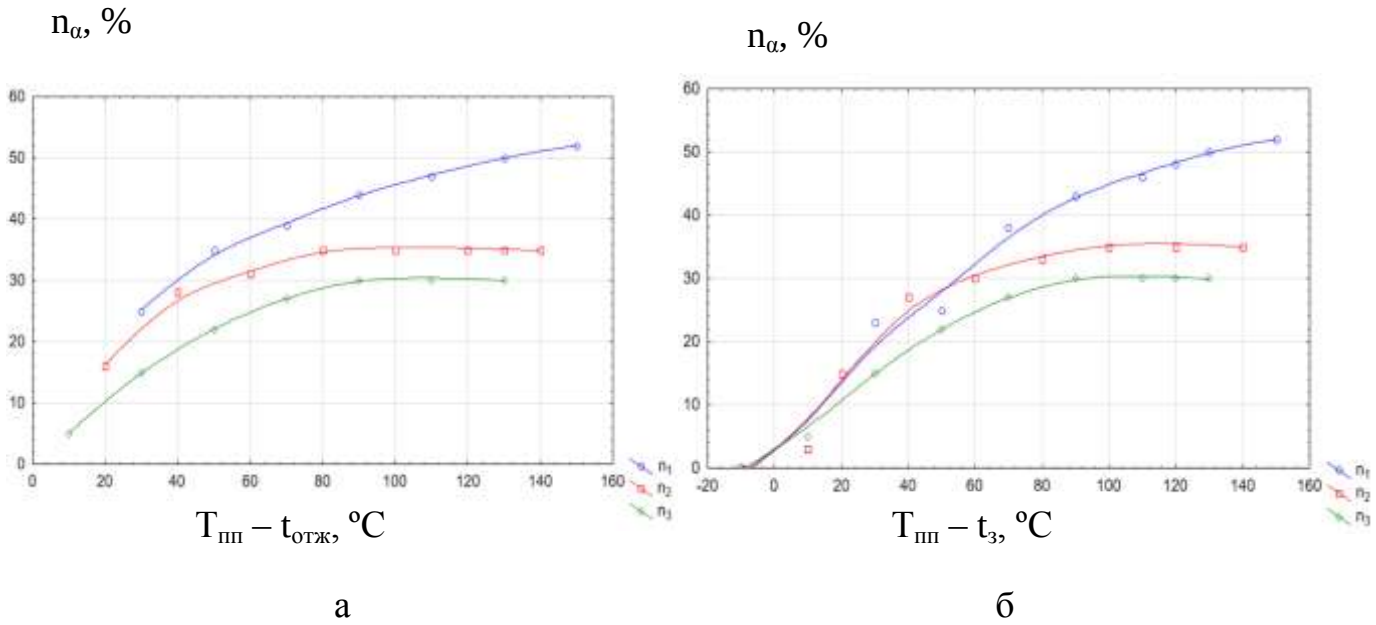
Фазовый состав* и твердость сплава VST2K в состоянии поставки и после отжига с охлаждением на воздухе

№ плавки	$[Al]_{экв}^{стр}$ %	$[Mo]_{экв}^{стр}$ %	$T_{ПП}$, °С	$t_{отж}$, ^{0}С	$T_{ПП}$ - $t_{отж}$, °С	$n_{\alpha 1}$, %	HRC	$a_{\alpha 1}$, мкм	$b_{\alpha 1}$, мкм
1	7,14	4,5	990	-	-	45	32	-	-
				960	30	25	-	-	-
				940	50	35	36	8,0	2,0
				860	130	50	37	7,1	2,2
2	7,3	5,8	980	-	-	35	-	-	-
				920	60	31	39	6,0	1,7
				850	130	35	39	4,6	1,8
3	7,2	7,6	970	-	-	20	38	-	-
				960	10	5	-	-	-
				880	90	30	42	5,0	1,3
				840	130	30	43	4,1	1,6

Примечания: * $n_{\alpha 1}$ – количество первичной α-фазы, a_α и b_α – продольный и поперечный размер частиц первичной α-фазы.

После отжига количество и размер первичной α-фазы, а также твердость, сильно зависят от химического состава сплава (табл. 4). Так, при температурах отжига $T_{пп}$-130°С, регламентированных ПИ ВИАМ [24], объемная доля частиц первичной α-фазы и твердость сплава плавки №1

составили 50% и HRC=37 ($t_{отж}$=860^{0}C), плавки №2 - 35% и HRC=39 ($t_{отж}$=850^{0}C), плавки №3 - 30% и HRC=43 ($t_{отж}$=840^{0}C).



а б

Рис.1. Зависимость объемной доли первичной α-фазы в зависимости от разницы между $T_{пп}$ и температурой нагрева образцов сплава VST2K плавки №1 с $[Mo]_{экв}^{стр}$=4,5% (n_1), плавки №2 с $[Mo]_{экв}^{стр}$=5,8 % (n_2), плавки №3 с $[Mo]_{экв}^{стр}$=7,6% (n_3), охлаждение на воздухе (а) и в воде (б).

С увеличением содержания β-стабилизаторов повышается степень твердорастворного упрочнении фаз, уменьшается количество α-фазы и ее размер при одинаковой разнице между $T_{пп}$ и температурой отжига. Предел прочности сплава VST2K, обусловленный твердорастворным упрочнением, после стандартного отжига составляет 909 МПа для плавки №1, 983 МПа для плавки №2, 1035 МПа для плавки №3.

После охлаждения в воде химический состав сплава оказывает более существенное влияние на формирование фазового состава и количества фаз. Так, увеличение содержания β-стабилизаторов, выраженного через $[Mo]_{экв}^{стр}$, привело к снижению критической температуры закалки с 870 до 850ºС и формированию «мягкого» мартенсита α″ (при $[Mo]_{экв}^{стр}$=5,8% и 7,6%) вместо «твердого» α′ (при $[Mo]_{экв}^{стр}$=4,5%), а также уменьшению объемной доли первичной α-фазы (после закалки из α+β-области). Аналогичные результаты были получены в работах [20-22]: для сплава VST2 с эквивалентами по молибдену 5,92% [20, 22] и 7,1% [21] закалка приводила к формированию мартенсита α″, а не α′.

Количество первичной α-фазы после охлаждения на воздухе и в воде приблизительно одинаково после нагрева до одних и тех же температур (рис. 1). Например, 30-35% образуется после нагрева до температуры

940°С для плавки №1, 920°С для плавки №2 и 880°С для плавки №3. Вместе с тем, сохраняется большая разница в твердости, что обусловлено как морфологией первичной α-фазы, так и степенью твердорастворного упрочнения. Кроме этого наблюдается образование тонкопластинчатой вторичной α-фазы, выделяющей из β-фазы в процессе охлаждения и повышающей прочностные свойства.

Структура сплава после охлаждения с печью представлена только первичной α- и β-фазами, а частицы вторичной α-фазы практически не образуются. После отжига при 880-920°С объемная доля первичной α-фазы для всех плавок составляет 90-95% (табл. 5). Охлаждение с печью после отжига при температурах 920 и 940°С приводит к формированию крупных частиц α-фазы. Это связано с медленным охлаждением, достаточным для прохождения диффузионных процессов, и высокой диффузионной подвижностью атомов легирующих элементов и примесей. Это обеспечивает рост первичных частиц α-фазы как при температуре отжига, так и при охлаждении с печью, и пониженную твердость HRC=32 (табл. 5).

После отжига при температурах 880^0 С (плавка №1), 920^0 С (плавка №2) и 880^0 С (плавка №3) структура сплава представлена α-фазой практически глобулярной формы одного размера (табл. 5). Эти режимы отжига обеспечивают наиболее близкие механические свойства сплава VST2K разных плавок (табл. 6), удовлетворяющие требованиям к полуфабрикатам из сплава ВТ6 для медицинского назначения (табл. 1).

Таблица 5

Фазовый состав и твердость сплава VST2K после отжига с охлаждением с печью $V_{охл}$=0,04 К/с

$[Al]_{экв}^{стр}$ %	$[Mo]_{экв}^{стр}$ %	ТПП, °С	$t_{отж}$, ^{0}С	Тпп-$t_{отж}$, °С	n_α, %	a_α, мкм	b_α, мкм	HRC
7,14	4,5	990	940	50	90	12,0	3,0	32
7,14	4,5	990	920	70	95	15,3	3,0	32
7,14	4,5	990	880	110	95	9,5	5,0	35
7,30	5,8	980	920	60	-	5,0	3,0	35
7,21	7,6	970	880	90	90	5,0	2,5	36

Таблица 6

Фазовый состав и твердость сплава VST2K после отжига с последующим охлаждением с печью

$[Al]_{экв}^{стр}$ %	$[Mo]_{экв}^{стр}$ %	$t_{отж}$, ^{0}С	HRC	$\sigma_в$, МПа	δ, %	ψ, %	KCU, МДж/м^2
7,14	4,5	880	35	1000	18	38	0,51
7,30	5,8	920	35	1010	15	35	0,43
7,21	7,6	880	36	1010	19	35	0,49

На основании проведенных исследований были обоснованы статистические зависимости, позволяющие прогнозировать количество первичной α-фазы в зависимости от химического состава, $T_{пп}$ и температуры отжига (охлаждение на воздухе и в воде):

$$n_{\alpha 1}=31,8 - 4,72[Mo]_{экв}^{стр} +0,6(T_{пп} - t_{отж}) – 0,0025(T_{пп} - t_{отж})^2. \quad (3)$$

Для прогнозирования продольного и поперечного размера частиц первичной α-фазы получены модели:

$$a_{\alpha 1}=17,8 - 1,5[Mo]_{экв}^{стр} - 0,15(T_{пп} - t_{отж}) – 0,06V_{охл}. \quad (4)$$

$$b_{\alpha 1}=2,83 - 0,15[Mo]_{экв}^{стр} - 0,014(T_{пп} - t_{отж}) – 0,07V_{охл}. \quad (5)$$

Твердость можно оценить в зависимости от химического состава и размера частиц первичной α-фазы (после охлаждения с разными скоростями):

$$HRC=39,6+0,61[Mo]_{экв}^{стр} -0,47a_{\alpha} – 1,08b_{\alpha}. \quad (7)$$

Коэффициенты корреляции моделей (3)-(7) равны 0,82-0,96, статистические ошибки сопоставимы с точностью измерения исследуемых факторов: 5% для $n_{\alpha 1}$, 2 для HRC, 2,5 и 1,5 мкм для $a_{\alpha 1}$ и $b_{\alpha 1}$ соответственно. Это дает возможность проводить выбор режимов отжига, который обеспечивает стабильный уровень механических свойств полуфабрикатов из сплава VST2K.

На следующем этапе была исследована стабильность характеристик обрабатываемости резанием сплава VST2K разных плавок после отжига по выбранным режимам (табл. 6). Для этого проводили измерение температуры в зоне резания и усилий резания при чистовом и получистовом фрезеровании плит толщиной 40 мм (табл. 7). Характеристики обрабатываемости резанием титановых сплавов во многом определяются химическим и фазовым составом, теплофизическими и механическими свойствами и сильно зависят от режимов термической обработки, типа и параметров структуры [25-27].

Таблица 7

Термосиловые характеристики резания при фрезеровании плит сплава VST2K после отжига и охлаждения с печью

$[Al]_{экв}^{стр}$ %	$[Mo]_{экв}^{стр}$ %	$t_{отж}$, ^{0}C	Получистовая обработка		Чистовая обработка	
			$P_{рез}$, Н	$\theta_{рез}$, °C	$P_{рез}$, Н	$\theta_{рез}$, °C
7,14	4,5	880	450	790	140	770
7,30	5,8	920	430	830	145	820
7,21	7,6	880	455	880	147	870

Было установлено, что формирование одинаковой структуры и уровня механических свойств не влияет на усилие резания как при чистовой, так и получистовой обработке плит разных плавок. В тоже время с увеличением содержания β-стабилизаторов с $[Mo]_{экв}^{стр}$=4,5% до $[Mo]_{экв}^{стр}$=7,6% наблюдается

повышение температуры в зоне резания на 100-110°С. Это, скорее всего, обусловлено тем, что увеличение содержания β-стабилизаторов приводит к снижению теплопроводности титана и его сплавов [28]. В результате этого ухудшается отвод тепла от зоны резания, что сопровождается повышением температуры.

Заключение

На основе проведенных исследований было установлено, что отжиг с охлаждением на воздухе и закалка в воде образцов сплава VST2K разных плавок приводят к формированию структуры с различной объемной долей и размером частиц первичной и вторичной α-фазы, а также с различным фазовым составом, что обусловливает существенную разницу в значениях твердости и, соответственно, других механических свойств и характеристик обрабатываемости резанием.

Для повышения стабильности механических свойств и параметров обрабатываемости резанием горячекатаных полуфабрикатов из сплава VST2K разных плавок целесообразно применение отжига при температурах нагрева 880°С при $[Mo]_{экв}^{стр}$=4,5%, 920°С при $[Mo]_{экв}^{стр}$=5,8%, 880°С при $[Mo]_{экв}^{стр}$=7,6% с последующим охлаждением с печью. Такие режимы отжига приводят к формированию однотипной глобулярной структуры и обеспечивают примерно одинаковый уровень свойств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Коллеров М.Ю., Спектор В.С., Скворцова С.В., Мамонов А.М., Гусев Д.Е., Гуртовая Г.В. Проблемы и перспективы применения титановых сплавов в медицине. // Титан. 2015. №2 (48). С. 42-53.

[2] Il’in, A.A., Scvortsova, S.V., Mamonov, A.M., Karpov, V.N. Production of medical implants from titanium-base materials. Metals. 2002. №3. Pp.97-104.

[3] Андреев А.Л., Аношкин Н.Ф. и др. Плавка и литье титановых сплавов. - М.: Металлургия, 1994. - 366 с.

[4] Ильин А.А., Колачев Б.А., Полькин И.С. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. М.: ВИЛС – МАТИ, 2009. – 520 с.

[5] Машиностроение. Энциклопедия. Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы. Т.II-3. / И.Н. Фриндляндер, О.Г. Сенаторова, О.Е. Осинцев и др. Под общ. редакцией И.Н. Фриндляндера. - М.: Машиностроение, 2001. - 880 с.

[6] Егорова Ю.Б., Давыденко Л.В., Егоров Е.Н., Белова С.Б., Чибисова Е.В. Разработка рекомендаций по обработке резанием титанового сплава Ti-6Al-4V путем оптимизации режимов термической обработки // Современное машиностроение: наука и образование:

материалы 6-й Международной научно-практической конференции, СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2017. №6. С. 560-571.
[7] Колачев Б.А., Моисеев В.Н., Рынденков Д.В., Мамонова Ф.С. Структура и механические свойства сплавов Ti-2,2Al-2,2V-2,2Mo-2,5Fe и Ti-2,2Al-5Fe, эквивалентных сплаву ВТ16 // МИТОМ, 2006. №6 (612). С.10-13.
[8] Исаичев А.В., Ночовная Н.А., Анташев В.Г. Некоторые особенности производства слитков и их горячая деформация из экономнолегированных титановых сплавов // Современные титановые сплавы и проблемы их развития. - М.: ВИАМ, 2010.- с.96-98.
[9] Ночовная Н.А., Исаичев А.В., Анташев В.Г. Проблемы создания экономичных титановых сплавов и пути их решения // Все материалы. Энциклоп.справочник. 2008. №5. С.10-15.
[10] Hirosaki, K. et al. High-speed milling of biologically compatible titanium alloy with a polycrystalline CBN tool // JSME International Journal (Mechanical System, Machine Elements and Manufacturing), Series C. 2004. V. 47. N. 1. Pp. 14 – 20.
[11] Купрюнин Д.Г., Гавзе А.Л., Чусов С.Ю. Использование титановых сплавов для конструкционных и броневых деталей изделий автобронетанковой военной техники и средств индивидуальной защиты (СИБ) // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. 2018. № 7-8. С. 121-122.
[12] Тетюхин В.В., Левин И.Г., Пузаков И.Ю., Таренкова Н.Ю. Вторичный титановый сплав и способ его изготовления. Патент RU 2 425 164 C1, заявл. 20.10.2010, опубл. 27.07.2011.
[13] Тетюхин В.В., Левин И.Г., Пузаков И.Ю., Таренкова Н.Ю. Вторичный титановый сплав и способ его получения. Патент RU 2 436 858 C2, заявл. 24.02.2010, опубл. 20.12.2011.
[14] Сайт журнала «Национальная оборона» (дата обращения 26.03.2020г.) http://oborona.ru/includes/periodics/defense/2016/0816/124619144/detail
[15] Ледер М.О., Волков А.В., Пастухов Д.С., Свяжин А.Ю. Взаимосвязь структуры и механических свойств сплава VST2K // XV Международная конференция «Ti-2017 в СНГ», г. Екатеринбург, 26.03 - 29.03.2017. Сайт Межгосударственной ассоциации Титан (дата обращения 26.03.2020 г.) http://www.titan-association.com/home
[16] Скворцова С.В., Гуртовая Г.В., Овчинников А.В., Спектор В.С., Нейман А.П. Влияние химического состава и термической обработки на структуру, механические свойства и обрабатываемость резанием титанового сплава ВСТ2К // Титан. 2019. №2. С. 4-11.
[17] Scvortsova, S.V., German, M.A., Gurtotvaya, G.V., Mitropol'skaya, N.G. Effect of the structure of a VST2K titanium alloy on its machinability // Russian metallurgy (Metally). 2016. №7. Pp.649-656.

[18] Egorova,Y.B., Davydenko, L.V., Belova, S.B., Chibisova, E.V. Theoretical and statistical basis for stability of titanium alloy Ti – 6% Al – 4%V semiproduct mechanical properties // Metal Science and Heat Treatment. 2018. Т. 60. № 5-6. Pp. 277-284
[19] Митропольская Н.Г. Влияние химического состава и структуры на обрабатываемость резанием титановых сплавов ВСТ2К и ВТ6. Диссертация на соискание уч. степени к.т.н.- М.: МАИ, 2017. - 183 с.
[20] Illarionov, A.G., Popov, A.A., Vodolazskii, F.V., Leder, M.O., Zhloba, A.V. Formation of structure, phase composition and properties in a two-fase titanium alloy upon variation of the temperature and rate parameters of heat treatment // Metal Science and Heat Treatment. 2015. V. 56. №9-10. Pp. 499-504.
[21] Водолазский Ф.В., Жлоба А.В., Гадеев Д.В., Баранникова Н.А. Исследование структуры, фазового состава и механических свойств листов титанового сплава VST2 при закалке с различных температур. http://docplayer.ru/61703240-Issledovanie-struktury-fazovogo-sostava-i-mehanicheskih-svoystv-listov-titanovogo-splava-vst2-pri-zakalke-s-razlichnyh-tempertur.html (дата обращения 26.03.2020 г.)
[22] Vodolazskii, F.V., Illarionov, A.G., Popov, A.A., Leder, M.O., Zhloba, A.V., Skidan, A.V. A study of isothermal decomposition of β-solid solution in titanium alloy VST2 // Metal Science and Heat Treatment. 2015. V. 57. №7-8. Pp. 458-462.
[23] Сафиуллин Р.В., Гадеев Р.М., Мухаметрахимов М.Х., Хазгалиев Р.Г., Малышева С.П., Мулюков Р.Р., Козлов А.Н., Берестов А.В., Ледер М.О. Новый листовой титановый сплав VST2K для низкотемпературного процесса сверхпластической формовки и диффузионной сварки // Титан. 2016. № 3.С. 47-54.
[24] ПИ 1.2.587-02 ВИАМ «Термическая обработка полуфабрикатов и деталей из титановых сплавов».
[25] Egorova, Yu.B., Davydenko, L.V., Egorov, E. N., Belova, S. B. *Influence* of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering. 2017. Vol. 11. № 5. Pp.320-325.
[26] Khanna, N., Sangwan, K.S., Machinability study of α/β and β titanium alloys in different heat treatment conditions / Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture. 2013. Vol. 227. №. 3. Pp. 357-361.
[27] Armendia, M., Osborne, P., Garay, A., Belloso, J., Turner, S., Arrazola, P.-J. Influence of heat treatment on the machinability of titanium alloys // Materials and Manufacturing Processes. 2012. Vol. 27. №. 4. Pp. 457-461.
[28] Егорова Ю.Б., Давыденко Р.А., Давыденко Л.В. Классификация отечественных и зарубежных титановых сплавов по

обрабатываемости резанием // Материаловедение. 2014. № 34. С.14-20.

Y.B. Egorova[1], S. V. Skvortsova[2], L.V.Davidenko[3], E.N. Egorov[4]

JUSTIFICATION OF ANNEALING MODES FOR INCREASING THE STABILITY OF MECHANICAL PROPERTIES AND MACHINABILITY BY CUTTING THE VST2K ALLOY

[1,4] Stupino branch of the Moscow aviation Institute, Russia;
[2] Moscow Aviation Institute, Russia
[3] Moscow Polytechnic University, Russia.

Abstract

The article shows the possibility of improving the stability of mechanical properties and machinability by cutting using heat treatment, which allows to form the same phase composition and the same structure in hot rolled semi-finished products from titanium alloy VST2K with different chemical composition. The influence of annealing temperature and cooling rate (air, water, furnace) on the structure parameters, phase composition, and hardness was studied. Regression dependences were obtained, which make it possible to predict the temperature of polymorphic transformation, the amount and size of particles of the primary α-phase, and hardness depending on various factors. Based on the results of statistical analysis, annealing modes were substantiated that provide a close level of mechanical properties and machinability of plates from different melts of VST2K alloy.

Key words: titanium alloys, VST2K alloy, chemical composition, heat treatment, structure, mechanical properties, machinability, statistical analysis.

REFERENCES

[1] Kollerov M.Yu., Spector V.S., Skvortsova S.V., Mamonov A.M., Gusev D.E., Gurtovaya G.V. Problems and prospects of the use of titanium alloys in medicine // Titan. 2015. No. 2 (48). S. 42-53.
[2] Il'in, A.A., Scvortsova, S.V., Mamonov, A.M., Karpov, V.N. Production of medical implants from titanium-base materials // Metals. 2002. №3. Pp.97-104.
[3] Andreev A.L., Anoshkin N.F. and others. Melting and casting of titanium alloys. - M.: Metallurgy. 1994 .- 366 p.
[4] Ilyin A.A., Kolachev B.A., Polkin I.S. Titanium alloys. Composition, structure, properties. M .: VILS – MATI. 2009 .- 520 p.

[5] Engineering. Encyclopedia. Non-ferrous metals and alloys. Composite metal materials. T.II-3 / I.N. Frindlander, O.G. Senatorova, O.E. Osintsev and others. Under the general. edited by I.N. Frindlyander. - M.: Mechanical Engineering 2001 .- 880 p.
[6] Egorova Yu. B., Davydenko L. V., Egorov E. N., Belova S. B., Chibisova E. V. Development of recommendations for cutting titanium alloy Ti-6Al-4V by optimizing heat treatment modes // Modern mechanical engineering: science and education: proceedings of the 6th International scientific and practical conference, Saint Petersburg: Polytechnic University Press. UN-TA. 2017. №6. Pp. 560-571.
[7] Kolachev B. A., Moiseev V. N., Ryndenkov D. V., Mamonova F. S. Structure and mechanical properties of Ti-2,2Al-2,2V-2,2Mo-2,5Fe and Ti-2,2Al-5Fe alloys equivalent to VT16 alloy // MITOM. 2006. №6 (612). Pp. 10-13.
[8] Isaichev A. V., Nochovnaya N. A., Antashev V. G. Some features of production of ingots and their hot deformation from economically alloyed titanium alloys. // Modern titanium alloys and problems of their development. - M.: VIAM. 2010. - p. 96-98.
[9] Nochovnaya N. A., Isaichev A. V., Antashev V. G. Problems of creating economical titanium alloys and ways to solve them // All material. Encyclopedic reference book. 2008. №5. Pp.10-15.
[10] Hirosaki, K. et al. High-speed milling of biologically compatible titanium alloy with a polycrystalline CBN tool// JSME International Journal (Mechanical System, Machine Elements and Manufacturing). Series C. 2004. V. 47. N. 1. Pp. 14 - 20.
[11] Kupryunin D. G., Gavze A. L., Chusov S. Yu. The use of titanium alloys for structural and armor parts of products of armored military equipment and personal protective equipment (SIB) // Questions of defense equipment. Series 16: Technical means of countering terrorism. 2018. № 7-8. Pp. 121-122.
[12] Tetyukhin V. V., Levin I. G., Puzakov I. Y., Turenkova N. Yu. Secondary titanium alloy and method of its manufacture. Patent RU 2 425 164 C1, filed 20.10.2010, published 27.07.2011.
[13] Tetyukhin V. V., Levin I. G., Puzakov I. Y., Turenkova N. Yu. Secondary titanium alloy and method for its production. Patent RU 2 436 858 C2, claimed 24.02.2010, published 20.12.201
[14] Website of the National Defense magazine http://oborona.ru/includes/periodics/defense/2016/0816/124619144/detail.shtml (appeal date 03.26.2020)
[15] Leder M.O., Volkov A.V., Pastukhov D.S., Svyazhin A.Yu. The relationship of the structure and mechanical properties of the VST2K alloy // XV International Conference "Ti-2017 in the UNS", Ekaterinburg, March

26 - March 29, 2017. Website of the Interstate Association Titan (accessed March 26, 2020) http://www.titan-association.com/home
[16] Skvortsova S.V., Gurtovaya G.V., Ovchinnikov A.V., Spector V.S., Neyman A.P. The effect of chemical composition and heat treatment on the structure, mechanical properties and machinability by cutting titanium alloy VST2K // Titan. 2019. No. 2. Pp. 4-11.
[17] Scvortsova, S.V., German, M.A., Gurtotvaya, G.V., Mitropol'skaya, N.G. Effect of the structure of a VST2K titanium alloy on its machinability // Russian metallurgy (Metally). 2016. №7. Pp.649-656.
[18] Egorova, Y.B., Davydenko, L.V., Belova, S.B., Chibisova, E.V. Theoretical and statistical basis for stability of titanium alloy ti – 6% al – 4% v semiproduct mechanical properties // Metal Science and Heat Treatment. 2018. T. 60. № 5-6.Pp. 277-284
[19] Mitropolskaya N. G. Influence of chemical composition and structure on the cutability of titanium alloys VST2K and VT6. Dissertation for the degree of candidate of technical Sciences - Moscow: MAI, 2017. - 183 p.
[20] Illarionov, A.G., Popov, A.A., Vodolazskii, F.V., Leder, M.O., Zhloba, A.V. Formation of structure, phase composition and properties in a two-fase titanium alloy upon variation of the temperature and rate parameters of heat treatment // Metal Science and Heat Treatment. 2015. V. 56. №9-10, Pp. 499-504.
[21] Vodolazsky F.V., Zhloba A.V., Galeyev D.V., Barannikova N.A. Investigation of the structure, phase composition, and mechanical properties of VST2 titanium alloy sheets during quenching from various temperatures. http://docplayer.ru/61703240-Issledovanie-struktury-fazovogo-sostava-i-mehanicheskih-svoystv-listov-titanovogo-splava-vst2-pri-zakalke-s-razlichnyh-tempertur.html (accessed 26.03.2020 г.)
[22] Vodolazskii, F.V., Illarionov, A.G., Popov, A.A., Leder, M.O., Zhloba, A.V., Skidan, A.V. A study of isothermal decomposition of β-solid solution in titanium alloy VST2 // Metal Science and Heat Treatment. 2015. V. 57. №7-8. Pp. 458-462.
[23] Safiullin R.V., Galeyev R.M., Mukhametrakhimov M.Kh., Hazgaliev R.G., Malysheva S.P., Mulyukov R.R., Kozlov A.N., Berestov A.V., Leder M.O. New sheet titanium alloy VST2K for the low-temperature technology of superplastic forming and diffusion bonding // Titan. 2016. № 3. Pp. 47-54.
[24] PI 1.2.587-02 VIAM "Heat treatment of semi-finished products and parts made of titanium alloys".
[25] Egorova, Yu.B., Davydenko, L.V., Egorov, E. N., Belova, S. B. Influence of Heat Treatment on the Machinability of α+β- and near β-Titanium Alloys // International Review of Mechanical Engineering. 2017. Vol. 11. № 5. Pp.320-325.

[26] Khanna, N., Sangwan, K.S., Machinability study of α/β and β titanium alloys in different heat treatment conditions / Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2013, Vol. 227. №. 3. Pp. 357-361.
[27] Armendia, M., Osborne, P., Garay, A., Belloso, J. , Turner S., Arrazola, P.-J. Influence of heat treatment on the machinability of titanium alloys // Materials and Manufacturing Processes, 2012. Vol. 27, №. 4, Pp. 457-461.
[28] Egorova Yu.B., Davydenko R.A., Davydenko L.V. Classification of domestic and foreign titanium alloys by machinability by cutting // Materials Science. 2014. № 34. Pp.14-20.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-28
УДК 621:658.512.4:004.51:004.9

К.П. Помпеев[1], А.А. Плешков[2], В.А. Борботько[3]

ИНТЕРАКТИВНЫЙ СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ СХЕМ



[1]Кирилл Павлович Помпеев,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79110108265, E-mail: kir-pom@mail.ru



[2]Андрей Александрович Плешков,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79062260318, E-mail: and-pleshkov-1996@yandex.ru



[3]Виктория Александровна Борботько,
Университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +79817616100, E-mail: vik35ale@yandex.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы обеспечения точности изготовления деталей. Обеспечение требуемой точности является одним из аспектов достижения качества изделия, закладываемого при его проектировании. Оно должно начинаться уже на этапе технологической подготовки производства (ТПП), являющемся одним из основных в жизненном цикле изделия, то есть еще до непосредственного изготовления самого изделия. В условиях цифрового производства, при использовании автоматического и полуавтоматического оборудования, в том числе станков с ЧПУ многооперационный технологический процесс изготовления детали должен быть надежным по обеспечению параметров ее точности, то есть заранее гарантировать соблюдение требуемой точности размеров и взаимного расположения поверхностей, указанных в чертеже детали. Это может быть достигнуто проведением размерно-точностного анализа ТП на

стадии его проектирования, что при его внедрении в производство позволит снизить временные и материальные затраты в связи со значительным уменьшением вероятности получения брака по параметрам точности. При проведении размерно-точностного анализа ТП необходимо предварительно составить размерные схемы линейных размеров и схемы биений. Построение этих схем и проведение необходимых расчетов вручную это достаточно трудоемкий процесс. Из-за этого, а также из-за отсутствия всего необходимого комплекса программного обеспечения, даже при наличии программ расчета линейных и диаметральных размеров и припусков на обработку, разработанных авторами, сегодня на промышленных предприятиях технологи при проектировании многооперационных ТП не проводят их размерно-точностной анализ, а полагаются исключительно на свой опыт и опыт наладчиков и операторов станков с ЧПУ. А это, в свою очередь, сдерживает процесс автоматизации ТПП, что неприемлемо при переходе к цифровому производству. Чтобы изменить эту тупиковую ситуацию предлагается внедрить в практику проведения ТПП уже разработанные расчетные программы и разрабатываемый программный инструментарий, базирующийся на описанных в статье методиках интерактивного синтеза линейных размерных схем и схем биений.

Ключевые слова: машиностроение, приборостроение, технологическая подготовка производства, цифровое производство, жизненный цикл изделия, технологический процесс, изделие, деталь, операционная заготовка, 3D-модель, моделирование, интерактивный синтез, схема линейных размеров, схема биений, размерный анализ, теория графов, качество, надежность технологического процесса по обеспечению точности.

Введение

Пока существует промышленное производство, обеспечение качества изготовления деталей будет всегда оставаться актуальной проблемой. Развитие производства на современном этапе позволило окончательно утвердиться следующей точке зрения на качество выпускаемой продукции: покупатель должен приобретать бездефектную продукцию, качество которой должно составлять не 90 или 99 %, а именно 100 %, и ее производство должно вестись без исправимого, а тем более неисправимого брака [1]. Качество становится главным инструментом снижения издержек, то есть производить правильно с первого раза всегда дешевле, чем позднее устранять ошибку [2].

Техническое качество продукции закладывается и обеспечивается на таких этапах жизненного цикла изделия (ЖЦИ), как маркетинговые исследования, разработка предметов производства, проектирование

технологий и производство изделий. При этом технологическое обеспечение показателей качества деталей начинается уже на стадии проектирования [2-6].

Аспекты обеспечения качества, освещаемые в технической литературе, весьма разнообразны.

Значительное внимание уделяется в ней вопросу обеспечения шероховатости поверхностей обрабатываемых заготовок при точении [1-3], фрезеровании [7], шлифовании [8], а также вопросам моделирования, прогнозирования и оптимизации шероховатости поверхностей, ожидаемой при их обработке [8-11].

Не менее важным аспектом качества изготовления изделий (деталей) является обеспечение точности размеров [12-14] и требований взаимного расположения [5, 6].

Также рассматриваются вопросы повышения качества обработки [15] и ее производительности [16, 17], в том числе за счет оптимизации параметров резания [18-20].

В настоящее время в промышленности идет переход к цифровому производству (ЦП) [21]. При этом его организация осуществляется путем внедрения ряда концепций, в том числе концепции Индустрия 4.0 [22-24]. В этих условиях на разных этапах ЖЦИ необходима тесная интеграция систем конструкторско-технологической подготовки производства [21, 25] для эффективного моделирования объектов (изделий) и симуляции процессов их производства [26]. Следует также учитывать, что в рамках реализации концепции Индустрия 4.0 активно рассматривается вопрос организации ЦП как множества взаимодействующих киберфизических систем (КФС) [24, 27, 28], к числу которых, согласно [28], относится операционная заготовка (ее 3D-модель), обладающая способностью самостоятельно определять следующий производственный ресурс для своей обработки с учетом текущего состояния производственной системы. Соответственно возрастает роль и значение 3D-модели операционной заготовки в подготовке и организации производства, что возможно при условии их автоматизации. Это значит, что при проведении ТПП вся совокупность взаимосвязанных операционных заготовок (их 3D-моделей) должна быть разработана в автоматизированном (автоматическом) режиме [29, 30], с учетом обеспечения точностных параметров детали без брака [4-6, 31]. Для этого необходимо максимально снижать или исключать влияние субъективного фактора за счет создания баз знаний, правил и методик [4-6, 13, 32-34].

В любом производстве показатели качества изделия тесно связанны с точностью изготовления деталей, входящих в его состав. Известно, что под точностью детали понимают ее соответствие требованиям чертежа: по размерам, геометрической форме, правильности взаимного расположения

обрабатываемых поверхностей и по степени их шероховатости [12]. В настоящей работе рассмотрим вопросы, связанные с обеспечением заданной точности размеров и требуемого взаимного расположения поверхностей.

Роль размерно-точностного анализа ТП в обеспечении точности изготовления деталей

Технологическая подготовка производства (ТПП) является одним из важных этапов ЖЦИ, на котором закладывается и определяется возможность обеспечения качества изготовления изделия (детали) при реализации технологии, спроектированной с использованием САПР ТП. При этом эффективность работы систем автоматизированного проектирования и качество принимаемых решений зависит от заложенных в них принципов, методик, правил и алгоритмов преобразования имеющихся технических и технологических знаний [12, 31, 33, 35] в конкретные технологические процессы изготовления деталей.

Соответственно технологии, спроектированные в условиях автоматизированной ТПП должны обладать надежностью обеспечения заданной точности размеров [13] и требований взаимного расположения поверхностей [5, 6, 8, 33], которую можно охарактеризовать показателем запаса точности [5, 12, 13], определяемым как отношение заданной погрешности точностного параметра к его погрешности, ожидаемой при реализации ТП.

Размерно-точностной анализ ТП (РТА ТП) как раз и позволяет проводить проектирование технологий изготовления деталей, надежных по параметрам точности [5, 13].

Однако на сегодняшний день РТА ТП на предприятиях не проводится из-за трудоемкости процесса и отсутствия соответствующего программного обеспечения (ПО). При внедрении в производство технологий, спроектированных в таких условиях, не гарантируется обеспечение требований чертежа к точности размеров и взаимного расположения поверхностей.

При проведении РТА ТП необходимо предварительно составить размерные схемы линейных размеров и схемы биений [6, 13, 33]. При этом следует заметить, что составление таких схем и проведение по ним размерных расчетов вручную – это трудоемкий процесс.

В настоящее время уже разработаны программы автоматизированного расчета линейных и диаметральных размеров [34, 36], базирующиеся на использовании методик, изложенных в [4, 13, 34], но их внедрение в практику проведения ТПП сдерживается отсутствием программ синтеза схем линейных размеров и ТВР.

Интерактивный синтез линейных размерных схем и схем биений предлагается реализовать в диалоговом режиме пользователя с ПК.

Интерактивный синтез линейных размерных схем

В настоящее время ведутся работы над созданием программы интерактивного синтеза линейных размерных схем и ее графического интерфейса. Логика работы программы основывается на следующей предлагаемой ниже методике, состоящей из девяти этапов:

1) загрузка предварительно упрощенного эскиза детали;

2) нумерация плоскостных элементов детали;

3) указание числа промежуточных состояний (припусков) каждого плоскостного элемента;

4) указание номеров операций механической обработки, которые должны быть включены в размерную схему;

5) автоматическая генерация вертикальных линий, соответствующих окончательному состоянию, а при наличии и промежуточным состояниям, каждого плоскостного элемента, и формирование областей построения графов конструкторских размеров, несоосностей (при их наличии), припусков и технологических размеров;

6) построение графа размеров замыкающих звеньев (конструкторских размеров, несоосностей и припусков) и их автоматическое обозначение;

7) построение системы графов технологических размеров для каждой операции и их автоматическое обозначение;

8) выявление и отображение размерных цепей;

9) передача данных в модуль расчета.

На первом этапе пользователь (технолог) загружает в программу упрощенный (при необходимости) эскиз детали в формате изображения (рис. 1). Возможное упрощение эскиза детали связано с тем, что для наглядности целесообразно в продольном направлении эскиза разнести плоскостные элементы детали, топологически совпадающие между собой. Корме того заданные конструктором линейные размеры фасок и канавок часто выдерживаются от окончательно обработанных плоскостных элементов. В этом случае линейные размерные цепи имеют вид $K_i = T_i$, поэтому при интерактивном синтезе размерных схем конструкторские размеры соответствующих элементов можно не включать в граф конструкторских размеров. При этом в графе технологических размеров будут отсутствовать соответствующие технологические размеры, а в системе линейных размерных цепей сократится число уравнений. Однако в представленном примере эти размеры учтены.

Далее на втором этапе пользователь производит нумерацию на эскизе всех плоскостных элементов детали. Для этого пользователь, предварительно выбрав соответствующий пункт на панели инструментов,

двигаясь вдоль эскиза последовательно слева направо, указывает все плоскостные элементы, номера которых тут же отображаются на мониторе, как показано на рис. 1. Из-за того, что эскиз детали загружается в формате изображения, то нумерация осуществляется без привязки к линиям плоскостных элементов, так как пронумерованный эскиз будет использоваться только для наглядности и удобства работы.

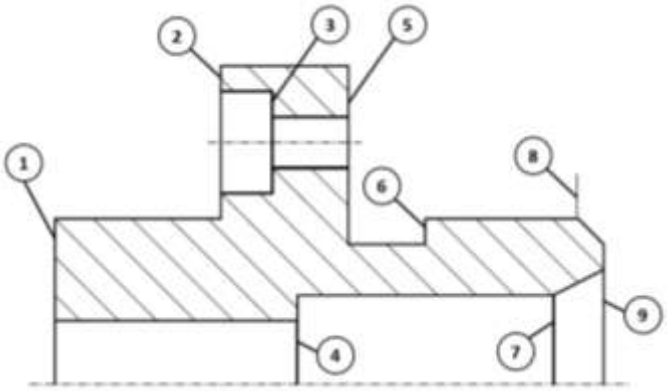


Рис. 1. Нумерация плоскостных элементов на упрощенном эскизе детали

На третьем этапе пользователь должен указать число промежуточных состояний каждого плоскостного элемента, определяющих соответствующее количество припусков на его обработку. Для этого он в интерактивном режиме по каждому плоскостному элементу указывает: номер поверхности (плоскостного элемента) в окончательном состоянии, которому в синтезируемой схеме линейных размеров соответствует вертикальная линия с тем же номером; число ее промежуточных состояний; расположение поверхности в своих промежуточных состояниях (слева или справа) относительно нее самой в окончательном состоянии.

Выполняя четвертый этап, пользователь должен указать номера операций, на которых выдерживаются технологические размеры, чтобы при формировании размерной схемы были заготовлены горизонтальные области, в которых будут строиться графы технологических размеров. Также на этом этапе технолог указывает номера базовых поверхностей на каждой операции для их отображения на схеме условным обозначением, которое располагается на ней с учетом принадлежности поверхности к левой или правой стороне детали (заготовки).

После этого по нажатию соответствующей кнопки программа автоматически выполняет пятый этап, на котором формируется рабочая область для построения соответствующих графов. Пример результата выполнения третьего, четвертого и пятого этапов представлен на рис. 2.

На шестом этапе технолог в интерактивном режиме последовательно формирует графы размеров, являющихся замыкающими звеньями в технологических линейных размерных цепях, в следующей

последовательности: граф конструкторских размеров $G_1 = (ЭП_{if}, K_i)$; граф несоосностей (при их наличии) $G_2 = (ЭП_{ih}, e_i)$; граф припусков $G_3 = (ЭП_{ih}, Z_i)$. Вершинами графов являются явные или мнимые плоскостные элементы ($ЭП_{ih}$, или $ЭП_{if}$) в каком-либо из своих состояний h (f – окончательное состояние), а ребрами – связи между ними: конструкторские размеры K_i; несоосности e_i; припуски Z_i, где i – номер элемента или связи.

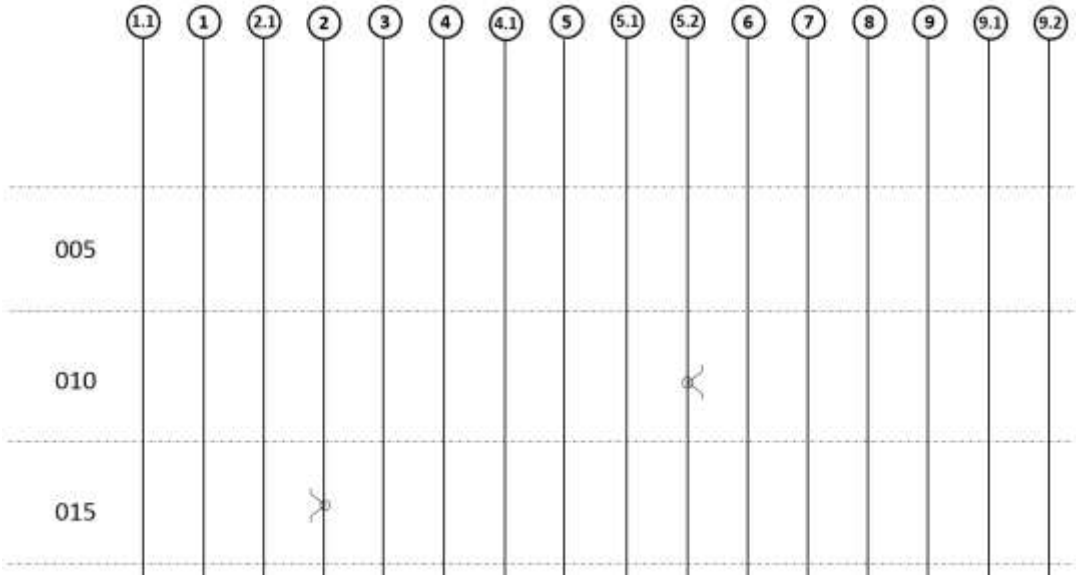


Рис. 2. Результат выполнения третьего, четвертого и пятого этапов интерактивного синтеза линейной размерной схемы

Построение графа конструкторских размеров или несоосностей осуществляется после нажатия соответствующей кнопки на панели инструментов. Каждый конструкторский размер или несоосность вводится путем указания его (ее) левой и правой границы, то есть тех поверхностей и/или осей, которые связаны этим размером. Так как конструкторские размеры являются двусторонними неориентированными связями, то стрелки у них будут с двух сторон. Нумерация и обозначение размеров осуществляются автоматически последовательно, однако пользователь сможет изменять номера по своему усмотрению.

Аналогичным образом осуществляется построение графа припусков, но в отличие от графа конструкторских размеров (или несоосностей) этот граф ориентированный. Поэтому соответствующие связи будут иметь направление от последующего состояния элемента к предыдущему, в соответствии с которым у связей автоматически проставляются стрелки, отображающие это направление.

По тому же принципу формирования графов на седьмом этапе для каждой операции в выделенной ей на схеме области строится ориентированный граф $G_4 = (ЭП_{ih}, T_i)$ выдерживаемых на ней

технологических размеров T_i, являющихся составляющими звеньями в технологических линейных размерных цепях. Каждая размерная связь направлена на обрабатываемую поверхность, ориентируемую относительно другой обрабатываемой поверхности или базы операции, на что указывает стрелка, отображаемая в конце этой связи. В итоге получается система ориентированных графов.

Пример рабочей области программы после построения графов конструкторских размеров, припусков и технологических размеров, выполненного на пятом и шестом этапах интерактивного синтеза размерной схемы, представлен на рис. 3.

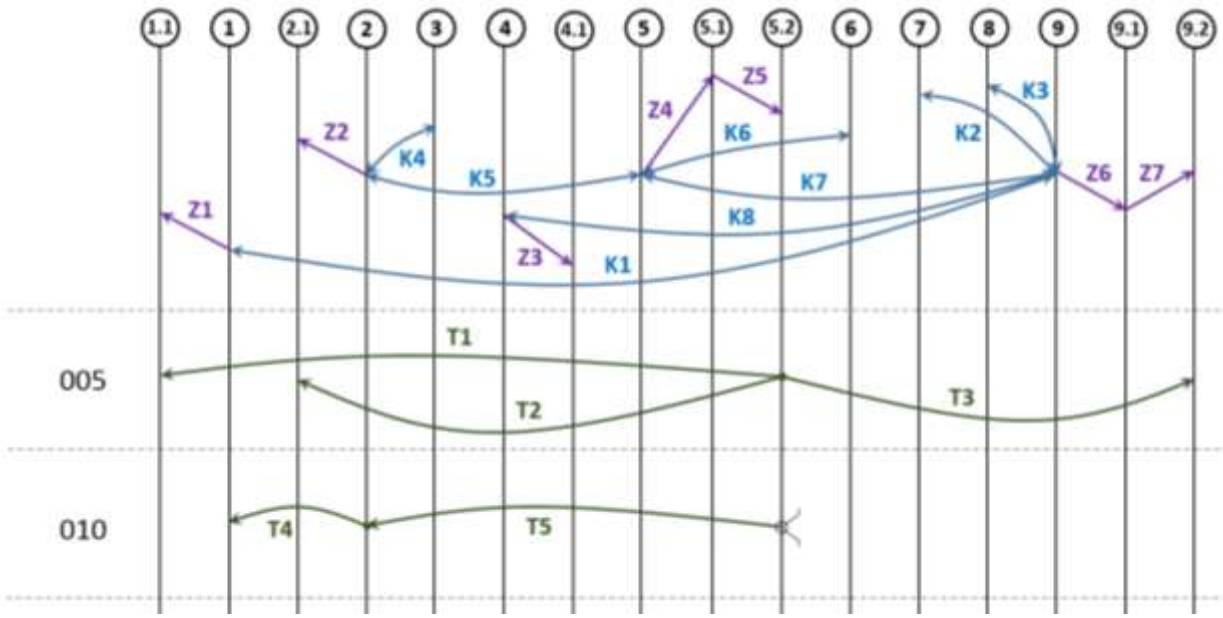


Рис. 3. Рабочая область программы после построения графов конструкторских размеров, припусков и технологических размеров

После этого на восьмом этапе выявляются линейные технологические размерные цепи. Для этого пользователь указывает на схеме замыкающее звено (конструкторский размер, либо несоосность, либо припуск), нажимая на его обозначение. Далее, последовательно двигаясь с левой границы замыкающего звена и приходя на его правую границу, технолог указывает все составляющие звенья (технологические размеры) линейной размерной цепи. Сначала технолог нажимает на обозначение технологического размера на схеме, а затем выбором определяет его функцию, уменьшающий он или увеличивающий, нажимая соответствующую кнопку в программе. При этом уравнение выявленной размерной цепи записывается в специальный обменный файл формата CSV.

Для корректного формирования обменного файла размерные цепи выявляют в следующей последовательности. Сначала для конструкторских размеров, далее для припусков и только затем для несоосностей, начиная с

первого по номеру замыкающего звена, заканчивая последним. Структура файла описана в [36].

На заключительном девятом этапе после выявления всех размерных цепей результаты экспортируются в модуль расчета линейных технологических размеров посредством сформированного к этому моменту специального обменного файла.

Модуль автоматизированного расчета линейных технологических размеров описан в [36]. В нем предусмотрен автоматический (с помощью обменного файла формата CSV) и ручной ввод уравнений технологических линейных размерных цепей.

Интерактивный синтез схем биений

Расчет промежуточных диаметральных размеров наружных и внутренних поверхностей вращения проводится с использованием разработанной программы по методике, описанной в [4, 13], которая была усовершенствована для учета наличия отделочных операций в ТП изготовления деталей типа тел вращения [34]. В соответствии с ней расчет промежуточных диаметральных размеров проводится на основе определения минимальных расчетных припусков, которые состоят из равномерной части и неравномерной части. Равномерную часть минимального расчетного припуска составляют шероховатость ($Rz_{i\text{-}1}$) и глубина дефектного слоя ($h_{i\text{-}1}$) поверхности, полученные ею на предшествующей обработке и удаляемые при съеме этого припуска. Неравномерная часть удаляемого припуска (e_{max}) определяется путем геометрического суммирования погрешностей формы (изогнутость, коробление, конусность и т.п.), установки, базирования и закрепления заготовки [13].

Величину равномерной части припуска определяют на основе справочных данных [35], а для установления величины неравномерной части припуска, удаляемого при обработке каждой поверхности детали типа тело вращения, целесообразно использовать методику определения биений, возникающих в ходе ТП изготовления этой детали, с использованием соответствующей схемы биений [6, 13].

Определение неравномерностей припусков и, соответственно, расчет промежуточных диаметральных размеров имеет смысл проводить только после того, как установлена возможность автоматического обеспечения без выверки (или с выверкой) заданных требований взаимного расположения (радиальных биений или несоосностей) поверхностей вращения между собой, отображаемых на схеме биения (при их наличии).

Величина неравномерности припуска на обработку поверхности вращения изменяется по ее диаметру от нуля до некоторого максимального значения, которое соответствует величине вектора биения поверхности

между ее соседними состояниями, соответственно до и после ее обработки. Этот вектор на схеме биений обозначается как $Б_{zi}$. Его величина определяется как арифметическая разница между двумя векторами: биения поверхности до обработки и биение этой же поверхности после обработки, так как эти вектора не меняют свое направление, только у последнего вектора уменьшается его значение по величине. Последний факт является отражением того, что после обработки поверхности ее ось приближается к оси шпинделя станка, например, при ее токарной или шлифовальной обработке.

В [13] приводится известный факт, что величина биения поверхности вращения, возникающего из-за смещения ее оси, определяется как удвоенная величина этого смещения ($Б=2e$). С учетом этого факта для вычисления минимального расчетного припуска на сторону, удаляемого при обработке поверхности вращения, будем определять величину $e_{max\ i}$ как половину величины $Б_{zi}$, то есть $e_{max\ i} = Б_{zi} / 2$.

Учитывая вышеизложенное, в настоящее время ведутся работы над созданием программы интерактивного синтеза схем биений и ее графического интерфейса, а также расчета биений и неравномерностей припусков. Логика работы программы основывается на следующей предлагаемой ниже методике, состоящей из восьми этапов:

1) построение упрощенного сечения детали в CAD-системе с учетом припусков на обработку заготовки;

2) нумерация поверхностей вращения;

3) указание номеров операций механообработки, которые следует включить в схему биений, и номеров базовых поверхностей;

4) генерация рабочей области для построения схемы биений;

5) построение графов биений, возникающих на операциях ТП;

6) расчет биений поверхностей, возникающих на операциях ТП, и проверка возможности выполнения требований взаимного расположения;

7) расчет неравномерностей припусков;

8) передача данных о неравномерности припусков в модуль расчета припусков и промежуточных диаметральных размеров.

При построении на первом этапе упрощенного сечения детали в CAD-системе из него убираются фаски, а также канавки, если к ним не предъявляются требования на взаимное расположение и если они не обрабатываются как минимум дважды на разных операциях. Кроме того цилиндрические ступени одинакового диаметра разносятся на разные уровни, чтобы они топологически (на эскизе) не совпадали между собой. Также при добавлении припусков на поверхности эскиз трансформируется таким образом, чтобы эти поверхности тоже не совпали друг с другом. При этом количество припусков для каждой поверхности равно количеству ее состояний минус один.

Нумерация поверхностей вращения, проводимая на втором этапе, выполняется с учетом ее номера и состояния. Это обычно двухзначный, а в некоторых случаях и трехзначный номер, в котором последняя цифра обозначает состояние поверхности: 0 – окончательное, а целое число, отличное от нуля – предварительное. Одна или две цифры перед последней обозначают номер поверхности. Обычно сначала слева направо нумеруются наружные поверхности вращения, а затем в таком же порядке – внутренние.

После указания на третьем этапе номеров операций механообработки, включаемых в схему биений, и номеров поверхностей, используемых на этих операциях (кроме получения исходной заготовки) в качестве базовых, а также необходимости формирования зоны построения технологических ТВР, на четвертом этапе осуществляется автоматическая генерация рабочей области для последующего построения схемы биений.

Результат выполнения первых четырех этапов интерактивного синтеза схемы биений представлен на рис. 4.

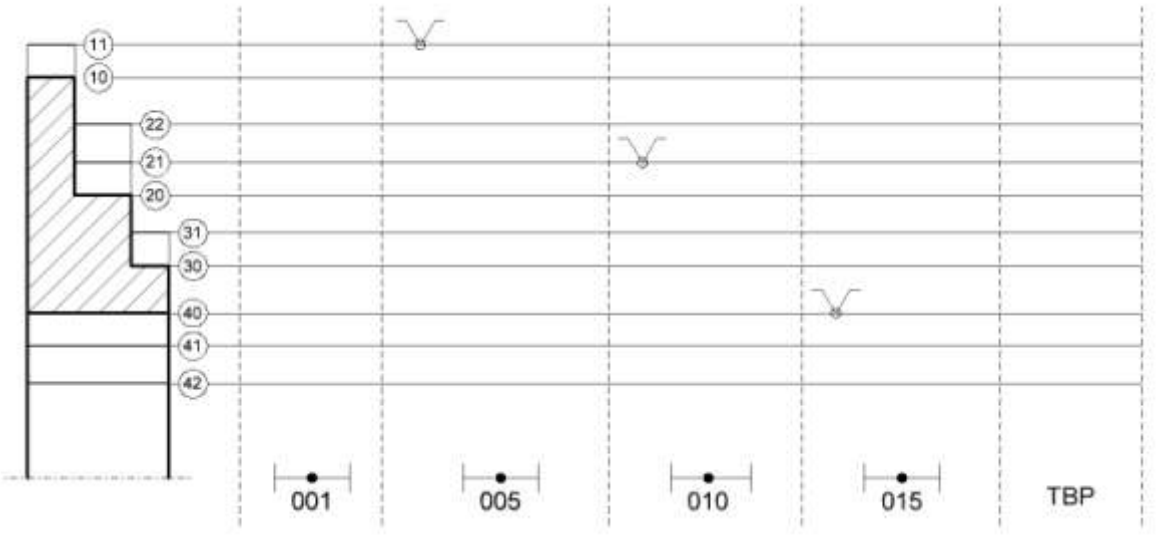


Рис. 4. Результат выполнения первого, второго, третьего и четвертого этапов интерактивного синтеза схемы биений

Схема биений, создаваемая в интерактивном режиме на пятом этапе, пример которой представлен на рис. 5, по сути, является системой ориентированных графов и формируется путем последовательного построения ориентированных графов биений $G_n = (Э_{ih}, Б_i^j)$, возникающих на рассматриваемых операциях ТП. Ребрами этих графов являются вектора биений, которые обозначаются $Б_i^j$, где верхний индекс это номер операции, а нижний – номер поверхности с учетом ее состояния.

Схема биений формируется в следующем порядке. Сначала строится граф биений для заготовительной операции, в которой заранее

определенные технологом поверхности получают свое исходное состояние, то есть подводятся вектора биений в виде дуг со стрелками на конце к тем линиям, которые выполняются в исходной заготовке (штампованной или литой).

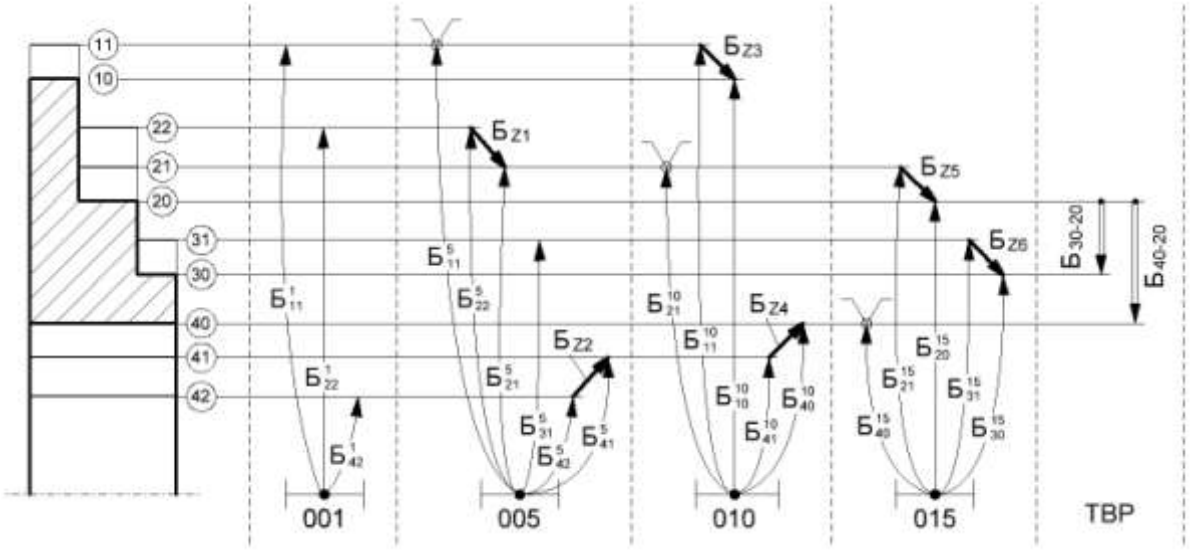


Рис. 5. Результат выполнения пятого этапа
интерактивного синтеза схемы биений

Далее строятся графы биений для механообрабатывающих операций в последовательности их выполнения. Внутри операции в первую очередь указывается биение базовой поверхности. Затем указываются биения остальных поверхностей формируемых в заготовке с соблюдением следующего условия: сначала указывается биение поверхности до ее обработки, а потом биение этой же поверхности после обработки. При этом для наружных поверхностей, формируемых на операции, вектора их биений строят, начиная от поверхности большего диаметра, двигаясь к поверхности меньшего диаметра, а для отверстий наоборот – от меньшего диаметра к большему.

Также на схеме строят вектора $Б_{zi}$ и биения проверяемых комплексов ТВР, которые обозначают $Б_{k\text{-}l}$, где k – номер зависимой, а l – номер базовой поверхности в комплексе ТВР. На этом этапе для удобства восприятия получающейся схемы биений предусмотрена возможность корректировки протяженности горизонтальных линий, обозначающих наружные и внутренние поверхности вращения в разных состояниях.

Расчет биений поверхностей, возникающих на операциях ТП, и проводимый на шестом этапе, осуществляется в зависимости от характера (типа) биения (поверхности в исходной заготовке, базовой поверхности, обрабатываемой поверхности, обработанной поверхности, требования взаимного расположения) по формулам и выражениям, представленным в

[6, 13]. При этом проверяется возможность выполнения ТВР, то есть должно обеспечиваться условие: расчетное значение проверяемого требования должно быть не больше его заданного чертежом значения. Если требования выполнены, то переходят к седьмому этапу. Если требования не выполнены, тогда нужно в ТП внести необходимые корректировки, связанные, например, с изменением базирования, или повышением точности базовых поверхностей, или изменением типа и класса точности приспособления, которое используется для базирования заготовки.

Только после того, как установлен факт, что требования обеспечиваются в данном техпроцессе, можно переходить к дальнейшим расчетам, то есть к седьмому этапу, на котором по представленной в [6, 13] формуле для каждого припуска рассчитываются значения $Б_{zi}$ и $e_{max\,i}$, используемые для последующего расчета припусков и промежуточных диаметральных размеров.

На заключительном, восьмом этапе значения рассчитанных неравномерностей припусков $e_{max\,i}$ передаются через обменный файл в модуль автоматизированного вычисления промежуточных диаметральных размеров поверхностей вращения и припусков на их обработку, который в настоящее время дорабатывается с учетом усовершенствованной методики расчета, описанной в [34].

Обсуждение

Как уже было сказано ранее, в настоящее время на предприятиях не проводится размерный анализ ТП из-за трудоемкости процесса и отсутствия соответствующего ПО. При внедрении в производство технологий, спроектированных без проведения таких расчетов, обеспечение точности размеров и взаимного расположения поверхностей зависит от технолога, наладчика и оператора станка с ЧПУ.

Программная реализация методик интерактивного синтеза линейных размерных схем и схем биений, а также внедрение в практику проведения ТПП ПО, разрабатываемого для автоматизации размерно-точностного анализа ТП, позволит гарантировать обеспечение требований чертежа к точности размеров и взаимному расположению поверхностей. Это повысит качество проектирования ТП и в конечном итоге сократит временные и материальные затраты предприятий при внедрении ТП в производство. Кроме того, это станет существенным шагом на пути к цифровому производству, поскольку снизится влияние человеческого фактора.

Первоначально разработанное для расчета операционных линейных и диаметральных размеров, а также припусков ПО можно использовать в качестве экспертной системы для анализа действующих заводских ТП изготовления деталей на предмет рациональности определения

(назначения) величин припусков на обработку, а также выяснения возможности автоматического обеспечения точности линейных технологических размеров. При этом использование уже разработанного ПО существенно сокращает время проведения расчета по сравнению с ручным расчетом. Так, программа расчета линейных размеров и припусков, которая была применена для экспертизы действующего производственного ТП изготовления детали, позволила за 2 часа с учетом ввода исходных данных провести расчет 47 размерных цепей, из которых 25 были многозвенными, включающими от 3 до 6 звеньев. При этом ручной расчет (с десятиминутными перерывами в час) занял около 14 часов (почти 2 смены).

Все это позволит привлечь внимание технологов к проблеме необходимости проведения РТА ТП при проектировании многооперационных технологий.

Заключение

Таким образом, полученные результаты в рамках данного исследования играют важную роль для современного машино- и приборостроения, поскольку внедрение размерно-точностного анализа ТП изготовления деталей в практику ТПП будет являться одним из этапов на пути к цифровому производству.

Совместное использование методик интерактивного синтеза линейных размерных схем и схем биений в совокупности с программами расчета операционных линейных размеров, промежуточных диаметральных размеров и припусков на обработку позволит повысить качество проектирования ТП, то есть проектировать технологии изготовления деталей типа тел вращения, обеспечивающие заданную точность конструкторских размеров и ТВР с определенным запасом, что гарантирует их надежность по параметрам точности, а также сократить затраты на их внедрение в производство за счет отказа от необходимости изготовления опытных и установочных партий или настроечных деталей для подтверждения возможности обеспечения заданной точности размеров и ТВР. Это будет подтверждено расчетным путем. И достаточно будет всего лишь одной настроечной детали, чтобы скорректировать режимы резания для разных методов обработки заготовки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Das S.R., Panda A., Dhupal D. Analysis of surface roughness in hard turning with coated ceramic inserts: Cutting parameters effects, prediction model, cutting conditions optimization and cost analysis, 2017, Ciencia e Tecnica Vitivinicola, Vol. 32, pp. 127-154.

[2] Asiltürk I., Akkuş H. Determining the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness in Hard Turning Using the Taguchi Method, 2011, Measurement: Journal of the International Measurement Confederation.
[3] Asiltürk I., Çunkaş M. Modeling and prediction of surface roughness in turning operations using artificial neural network and multiple regression method, 2011, Expert Systems with Applications.
[4] Khalimonenko A.D., Pompeev K.P., Timofeev D.Y. Method of Calculating Intermediate Diametral Sizes and Allowances for Designing Technology of Manufacture of Details, 2017, AER-Advances in Engineering Research, 133(1) 312–317.
[5] Pompeev K.P, Timofeev D.Yu. Precision dimensional analysis in CAD design of reliable technologies, 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 194(2) 022028.
[6] Khalimonenko A.D., Pompeev K.P., Timofeev D.Y. Dimensional analysis of the manufacturing processes of axisymmetric parts // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, Vol. 560, No. 1, pp. 012144.
[7] Maksarov V., Khalimonenko A. Quality assurance during milling of precision elements of machines components with ceramic cutting tools, International Review of Mechanical Engineering, 2018, Vol. 12, Iss. 5, pp. 437-441.
[8] Asiltürk I., Çelik L., Canli E., Önal G. Regression modeling of surface roughness in grinding, 2011, Advanced Materials Research.
[9] Asiltürk I. Application of artificial intelligent to predict surface roughness, 2014, Experimental Techniques.
[10] Bezyazychny V.F, Sutyagin A.N, Bolotein A.N. Modeling a 3D surface roughness of mating parts produced with lathe turning, 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 194(2) 022005.
[11] Andreev Y.S, Isaev R.M, Lubiviy A.V. Improvement of piezoelectric vibration sensors' performance characteristics via optimization of details' functional surfaces roughness, Journal of Physics: Conference Series. 2018. Vol. 1015. pp. 052010.
[12] Маталин А.А. Технология машиностроения: учебник для вузов. – 3-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2010. – 512 с.
[13] Валетов В.А. Технология приборостроения. Учеб. пособие / В.А. Валетов, К.П. Помпеев. – СПб.: НИУ ИТМО, 2013. – 234 с.
[14] Халимоненко А.Д. Точность обработки при точении заготовок режущим инструментом, оснащенным сменными керамическими пластинами / А.Д. Халимоненко, Р.В. Вьюшин // Записки горного института, 2014. Т. 209. С. 99-103.
[15] Timofeev D.Y., Kosheleva E.V. Improving the quality of manufacturing parts from titanium alloys using the method of preliminary local plastic

deformation, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2017, Vol. 87, Iss. 8, 082048.
[16] Maksarov V., Khalimonenko A. Forecasting performance of ceramic cutting tool, Key Engineering Materials, 2017, Vol. 736, pp. 86-90.
[17] Kudryashov E.A., Smirnov I.M., Stepanov Y.S., Khizhnyak N.A. Improving Cutter Performance in Turning Complex Profiles, Russian Engineering Research, 2018, Vol. 38, Iss. 12, pp. 1003-1008.
[18] Mavliutov A.R., Zlotnikov E.G. Optimization of cutting parameters for machining time in turning process, 2018, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 327(4) 042069.
[19] Yang Y. Machining parameters optimization of multi-pass face milling using a chaotic imperialist competitive algorithm with an efficient constraint-handling mechanism, CMES – Computer Modeling in Engineering and Sciences, 2018, Vol. 116, Iss. 3, pp. 365-389.
[20] Yuan M., Wang, M. A feature selection method based on an improved fruit fly optimization algorithm in the process of numerical control milling, Advances in Mechanical Engineering, 2018, Vol. 10, Iss. 5.
[21] Kutin A., Dolgov V., Sedykh M., Ivashin S. Integration of Different Computer-aided Systems in Product Designing and Process Planning on Digital Manufacturing. Procedia CIRP, vol. 67, pp. 476-481, 2018.
[22] Nunes M.L., Pereira A.C., Alves A.C. Smart products development approaches for Industry 4.0. Procedia Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC Spain, vol. 13, pp. 1215-1222, 2017.
[23] Tolujew J. Simulation tasks during the implementation of the Industry 4.0 concept in the field of production and logistics. Proceedings from IMMOD-2017, St. Petersburg, 2017, pp. 57–65.
[24] Lee J., Bagheri B. Kao H. A Cyber-Physical Systems architecture for Industry 4.0-based manufacturing systems. Manufacturing Letters, vol. 3, pp. 18–23, 2015.
[25] Куликов Д.Д. Интеграция систем технологической подготовки производства // Современное машиностроение: Наука и образование: Материалы 7-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. – С. 749-759. – 818 с. – DOI 10.1872/MMF-2018-63.
[26] Demkovich N.A., Yablochnikov E.I., Abaev G. Multiscale modeling and simulation for industrial cyber-physical systems // Proceedings, 2018, IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS), IET – 2018, pp. 291-296.
[27] Colombo A., Bangemann T., Karnouskos S., Delsing J., Stluka P., Harrison R., Jammes F., Lastra J. Industrial Cloud-Based Cyber-Physical Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI: 10.1007/978–3-319–05624–1.

[28] Manzei C., Schleupner L., Heinze R. Industrie 4.0 im internationalen Kontext. Berlin: VDE VERLAG, 2017.
[29] Куликов Д.Д. Автоматизированное формирование моделей операционных заготовок / Д.Д. Куликов, Н.С. Клеванский, В.С. Бабанин // Известия Вузов – Приборостроение – СПб: СПб НИУ ИТМО, 2014. – Т. 57. – №8. – С. 26-29.
[30] Kulikov D., Yablochnikov E., Vostropyatov A., Arnst A. Method of automated design of operating the workpieces in a CAD system environment // Proceedings of 2017 15th IEEE International Conference on Industrial Informatics (INDIN), IET – 2017, pp. 96-102.
[31] Клевцов В.А., Помпеев К.П. Автоматизация процесса проектирования технологий на основе структурного синтеза размерных связей // Известия высших учебных заведений. Приборостроение – 2014. – Т. 57. – № 8. – С. 37-40.
[32] Клевцов В.А. О роли методологии в развитии технических знаний и обучении // В.А. Клевцов, В.В. Максаров. Материалы 3-ей Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – СПб.: Изд-во Политехнического Университета, 2013. – С. 109-117.
[33] Помпеев К.П. Особенности размерно-точностного анализа технологий изготовления валов в центрах // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы 4-й Международной научно-практической конференции. / под. ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – С. 1049-1058.
[34] Борботько В.А., Помпеев К.П. Совершенствование методики расчета промежуточных диаметральных размеров // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО – 2019. – Т. 2. – С. 50-52.
[35] Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Суслова, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – 5-е изд., исправл. – М.: Машиностроение-1, 2003.
[36] Плешков А.А., Помпеев К.П. К вопросу автоматизации синтеза линейных размерных схем и расчета технологических размерных цепей // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО – 2019. – Т. 2. – С. 130-134.

K.P. Pompeev[1], A.A. Pleshkov[2], V.A. Borbotko[3]

INTERACTIVE SYNTHESIS OF TECHNOLOGICAL DIMENSIONAL SCHEMES

[1, 2, 3] ITMO University, St. Petersburg, Russia.

Abstract

The paper considers the problem of accuracy assurance during part manufacturing. Ensuring the required accuracy is one of the aspects of achieving the level of quality, implied during product design. It should start even before the actual manufacturing process during pre-production, which is one of the main stages in a product life-cycle. During digital production, while using automatic and semi-automatic equipment, including CNC machines, a multi-operational technological process must be reliable in the context of ensuring its accuracy parameters, must guarantee the compliance with the required dimensional accuracy and accuracy of relative surfaces position which in advance specified on the part drawing. This can be achieved by carrying out a dimensional-precision analysis of a technological process at its design stage, which will reduce time and material costs when introduced in production, due to a significant decrease in the probability of obtaining defects on part's accuracy parameters. When conducting a dimensional-precision analysis of a technological process, it is necessary to preliminarily create schemes of linear dimensions and schemes of radial beats. Creating these schemes and performing the required calculations manually is a rather time-consuming process. This fact as well as the lack of necessary software packages (even though there exist several programs for calculating linear and diametric dimensions and machining allowances, developed by authors this paper) today at industrial enterprises technologists do not conduct dimensional-precision analysis when designing multi-operational technological processes, and they rely solely on their own experience and the experience of adjusters and CNC machine operators. And this, in turn, holds back the process of automation of technological processes, which is unacceptable during the transition to digital production. As a solution to this problem, it is proposed to introduce developed calculation programs and a being developed software tool which based on methods of interactive synthesis of linear dimensional schemes and schemes of radial beats described in the paper into the practice of technological process development.

Key words: mechanical engineering, instrument making, technological preparation of production, digital production, life cycle product, technological process, end product, part, operating workpiece, 3D-model, modeling, interactive synthesis, scheme of linear dimensions, scheme of radial beats, dimensional analysis, graph theory, quality, technological process reliability to ensure accuracy.

REFERENCES

[1] Das S.R., Panda A., Dhupal D. Analysis of surface roughness in hard turning with coated ceramic inserts: Cutting parameters effects, prediction

model, cutting conditions optimization and cost analysis, 2017, Ciencia e Tecnica Vitivinicola, Vol. 32, pp. 127-154.
[2] Asiltürk I., Akkuş H. Determining the Effect of Cutting Parameters on Surface Roughness in Hard Turning Using the Taguchi Method, 2011, Measurement: Journal of the International Measurement Confederation.
[3] Asiltürk I., Çunkaş M. Modeling and prediction of surface roughness in turning operations using artificial neural network and multiple regression method, 2011, Expert Systems with Applications.
[4] Khalimonenko A.D., Pompeev K.P., Timofeev D.Y. Method of Calculating Intermediate Diametral Sizes and Allowances for Designing Technology of Manufacture of Details, 2017, AER-Advances in Engineering Research, 133(1) 312–317.
[5] Pompeev K.P, Timofeev D.Yu. Precision dimensional analysis in CAD design of reliable technologies, 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 194(2) 022028.
[6] Khalimonenko A.D., Pompeev K.P., Timofeev D.Y. Dimensional analysis of the manufacturing processes of axisymmetric parts // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, Vol. 560, No. 1, pp. 012144.
[7] Maksarov V., Khalimonenko A. Quality assurance during milling of precision elements of machines components with ceramic cutting tools, International Review of Mechanical Engineering, 2018, Vol. 12, Iss. 5, pp. 437-441.
[8] Asiltürk I., Çelik L., Canli E., Önal G. Regression modeling of surface roughness in grinding, 2011, Advanced Materials Research.
[9] Asiltürk I. Application of artificial intelligent to predict surface roughness, 2014, Experimental Techniques.
[10] Bezyazychny V.F, Sutyagin A.N, Bolotein A.N. Modeling a 3D surface roughness of mating parts produced with lathe turning, 2018, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 194(2) 022005.
[11] Andreev Y.S, Isaev R.M, Lubiviy A.V. Improvement of piezoelectric vibration sensors' performance characteristics via optimization of details' functional surfaces roughness, Journal of Physics: Conference Series. 2018. Vol. 1015. pp. 052010.
[12] Matalin A.A. Technology of mechanical engineering: textbook for high schools. SPb.: Lan, 2010. – 512 p. (rus.)
[13] Valetov V.A. Technology of instrument making: study guide / V.A. Valetov, K.P. Pompeev. – SPb.: NRU ITMO, 2013. – 234 p (rus.)
[14] Khalimonenko A.D. The accuracy of processing when turning blanks with a cutting tool equipped with replaceable ceramic plates / A.D. Khalimonenko, R.V. Vyushin // Notes of the Mining Institute, 2014. V. 209. Pp. 99-103. (rus.)

[15] Timofeev D.Y., Kosheleva E.V. Improving the quality of manufacturing parts from titanium alloys using the method of preliminary local plastic deformation, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2017, Vol. 87, Iss. 8, 082048.
[16] Maksarov V., Khalimonenko A. Forecasting performance of ceramic cutting tool, Key Engineering Materials, 2017, Vol. 736, pp. 86-90.
[17] Kudryashov E.A., Smirnov I.M., Stepanov Y.S., Khizhnyak N.A. Improving Cutter Performance in Turning Complex Profiles, Russian Engineering Research, 2018, Vol. 38, Iss. 12, pp. 1003-1008.
[18] Mavliutov A.R., Zlotnikov E.G. Optimization of cutting parameters for machining time in turning process, 2018, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 327(4) 042069.
[19] Yang Y. Machining parameters optimization of multi-pass face milling using a chaotic imperialist competitive algorithm with an efficient constraint-handling mechanism, CMES – Computer Modeling in Engineering and Sciences, 2018, Vol. 116, Iss. 3, pp. 365-389.
[20] Yuan M., Wang M. A feature selection method based on an improved fruit fly optimization algorithm in the process of numerical control milling, Advances in Mechanical Engineering, 2018, Vol. 10, Iss. 5.
[21] Kutin A., Dolgov V., Sedykh M., Ivashin S. Integration of Different Computer-aided Systems in Product Designing and Process Planning on Digital Manufacturing. Procedia CIRP, vol. 67, pp. 476-481, 2018.
[22] Nunes M.L., Pereira A.C., Alves A.C. Smart products development approaches for Industry 4.0. Procedia Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC Spain, vol. 13, pp. 1215-1222, 2017.
[23] Tolujew J. Simulation tasks during the implementation of the Industry 4.0 concept in the field of production and logistics. Proceedings from IMMOD-2017, St. Petersburg, 2017, pp. 57–65.
[24] Lee J., Bagheri B. Kao H. A Cyber-Physical Systems architecture for Industry 4.0-based manufacturing systems. Manufacturing Letters, vol. 3, pp. 18–23, 2015.
[25] Kulikov D.D. Integration of systems of technological preparation of production // Modern machine building: Science and Education : materials of the 7th International Scientific and Practical Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov. – SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2018. – Pp. 749-759. – 818 p. – DOI 10.1872/MMF-2018-63. (rus.)
[26] Demkovich N.A., Yablochnikov E.I., Abaev G. Multiscale modeling and simulation for industrial cyber-physical systems // Proceedings, 2018, IEEE Industrial Cyber-Physical Systems (ICPS), IET – 2018, pp. 291-296.
[27] Colombo A., Bangemann T., Karnouskos S., Delsing J., Stluka P., Harrison R., Jammes F., Lastra J. Industrial Cloud-Based Cyber-Physical

Systems. Cham: Springer International Publishing, 2014. DOI: 10.1007/978–3-319–05624–1.
[28] Manzei C., Schleupner L., Heinze R. Industrie 4.0 im internationalen Kontext. Berlin: VDE VERLAG, 2017.
[29] Kulikov D.D. Automated formation of models of operating blanks / D.D. Kulikov, N.S. Klevanskiy, V.S. Babanin // News of Higher Educational Institutions. Instrument-making – SPb: SPb NRU ITMO, 2014. – V. 57. – №8. – Pp. 26-29. (rus.)
[30] Kulikov D., Yablochnikov E., Vostropyatov A., Arnst A. Method of automated design of operating the workpieces in a CAD system environment // Proceedings of 2017 15th IEEE International Conference on Industrial Informatics (INDIN), IET – 2017, pp. 96-102.
[31] Klevtsov V.A., Pompeev K.P Automation of manufacturing processes engineering based on structural synthesis of dimensional connections // News of Higher Educational Institutions. Instrument-making – SPb: SPb NRU ITMO, 2014. – V. 57. – №8. – Pp. 37-40. (rus.)
[32] Klevtsov V.A. On the role of methodology in the development of technical knowledge and training // V.A. Klevtsov, V.V. Maksarov. Materials of the 3rd International Scientific and Practical Conference «Modern machine building: Science and education». – SPb: Publishing House of the Polytechnic University, 2013. – Pp. 109-117. (rus.)
[33] Pompeev K.P. Specifics of precision dimensional analysis of shafts making technologies in bench centers // Modern machine building: Science and Education : materials of the 4th International Scientific and Practical Conference. / Ed. M.M. Radkevich and A.N. Evgrafov. – SPb.: Publishing house of Polytechnic Univ., 2014. – Pp. 1049-1058. (rus.)
[34] Borbotko V.A., Pompeev K.P. Improving the methodology for calculating intermediate diametral dimensions // Almanac of scientific works of young scientists of ITMO University – 2019. – V. 2. – Pp. 50-52. (rus.)
[35] Reference technologist-machine builder. In 2 vols. V.1 / Ed. A.M. Dalsky, A.G. Suslov, A.G. Kosilova, R.K. Meshcheryakov. – 5th ed., Revised. – M.: Mechanical Engineering-1, 2003. (rus.)
[36] Pleshkov A.A., Pompeev K.P. To the issue of automation of the synthesis of linear dimensional schemes and the calculation of technological dimensional chains // Almanac of scientific works of young scientists of ITMO University – 2019. – V. 2. – Pp. 130-134. (rus.)

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-29
УДК 621.77.04

С.Н. Кункин[1], Л.Б. Аксенов[2], Н.М. Потапов[3]

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ХОЛОДНОЙ ТОРЦЕВОЙ РАСКАТКИ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБНЫХ ЗАГОТОВОК



[1]Сергей Николаевич Кункин,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: kunkin@spbstu.ru.



[2]Леонид Борисович Аксенов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: l_axenov@mail.spbstu.ru.



[3]Никита Михайлович Потапов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 552-9530, E-mail: nicitanic@yandex.ru

Аннотация

В работе представлены результаты исследования процесса торцевой раскатки деталей из тонкостенных трубных заготовок коническим валком. Технология предназначена для изготовления осесимметричных деталей различной формы. Особенностью процесса является возможная потеря устойчивости формы заготовки, не позволяющая получать детали требуемой геометрии. На основе данных полученных из экспериментов и моделирования систематизированы виды формоизменения трубной заготовки

при раскатке, определены кинематические характеристики машины и геометрические параметры заготовки, влияющие на этот процесс. Предложены меры по уменьшения времени адекватного компьютерного моделирования технологии в комплексе Deform 3D, используемого для определения рациональных значений параметров процесса раскатки.

Ключевые слова: торцевая раскатка, трубная заготовка, устойчивость заготовки, полые детали, конический валок, компьютерное моделирование.

Введение

Технология торцевой раскатки является представителем процессов с локальной деформацией обрабатываемого металла. При этом в контакте с деформирующим инструментом находится только часть заготовки, что снижает площадь контакта и величину контактных напряжений, и, соответственно, необходимое усилие деформирования, что обеспечивает эффективность технологии, особенно, в мелкосерийном производстве. Возможности этой, относительно новой, технологии еще не окончательно установлены. На современном этапе значительное внимание уделяется развитию новых кинематических схем машин и вида инструмента [1-3], а также расширению области применения раскатки для получения конкретных деталей [4], в том числе из новых материалов [5-7].

Детали, изготавливаемые торцевой раскаткой из тонкостенных трубных заготовок, могут иметь самую различную форму: с наружными и внутренними фланцами, с коническими раструбами или сферическими поверхностями (рис.1).Изготовление деталей из тонкостенных трубных заготовок методами торцевой раскатки имеет ряд технологических особенностей. Неширокие фланцы с толщиной фланцевой части около толщины исходной заготовки могут быть успешно получены с применением технологии раскатки с отбортовкой [8]. Для утолщенных фланцев с незначительной шириной фланца (менее двух толщин стенки исходной заготовки) эффективна технология раскатки с осадкой выставленной части заготовки [9].

Определенную проблему представляет получение деталей с развитой шириной фланца. Величина деформируемой части заготовки определяется устойчивостью заготовки и обычно не должна превышать двух толщин стенки заготовки. При такой величине выставленной части ее объема может не хватить для формирования требуемой геометрии детали. При этом высота выставленной части заготовки не может быть увеличена из-за потери устойчивости заготовки, которая приводит к образованию складок и закатке трещин на внутренней части фланца.



Рис. 1. Детали, которые могут быть изготовлены холодной торцевой раскаткой из тонкостенных трубных заготовок

Граница перехода от устойчивого процесса деформирования к неустойчивому состоянию трудноопределима, что сдерживает практическое применение процесса торцевой раскатки тонкостенных деталей.

Цель работы: определить факторы, влияющие на формоизменение тонкостенных трубных заготовок при холодной торцевой раскатке, виды возможного формоизменения трубных заготовок при раскатке и определить параметры компьютерной модели, адекватной процессу деформирования с целью ее использования для проектирования устойчивых технологических процессов.

Метод исследования

Возможности управления течением металла в процессах раскатки очень ограничены. Различными видами применяемого инструмента (поперечный валок, раскатные валки с ребордой, оправки) удается ограничивать течение металла в определенных направлениях и после формообразования некоторой части фланца перенаправить металл в направлении, где формирование детали еще не завершилось [9]. Такие технологии требуют значительных усилий, так как большая часть металла, в конечной стадии формирования детали, представляет собой жесткую зону с напряженным состоянием близким к всестороннему сжатию. Эффективнее влиять на направление движения металла, используя изменение направления сил трения, действующих на поверхности контакта раскатываемой заготовки с деформирующим валком [10].

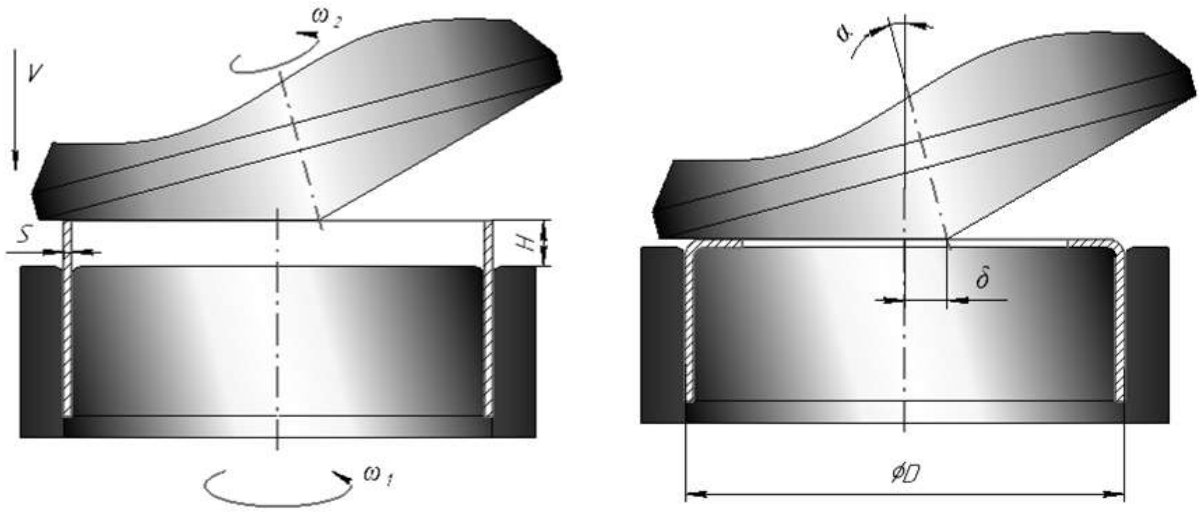
Добиться изменения направления сил трения можно смещая валки относительно традиционного их расположения. Так для операции получения внутренних фланцев отбортовкой требуется течение металла внутрь заго-

товки. Для направления сил трения в требуемую сторону раскатной валок следует располагать с некоторым смещением оси валка относительно продольной оси заготовки. Смещение вершины конического валка существенно изменяет направление сил трения на контактной поверхности и облегчает течение металла в радиальном направлении. Рекомендуемые значения смещения раскатного конического валка для реализации стабильной отбортовки зависят от соотношения толщины и диаметра трубной заготовки, а также от материала заготовки. Однако указанные технологии не обладают достаточной стабильностью и требуют строгого соблюдения значений технологических параметров, что затрудняет их использование в промышленности.

Существенное влияние на процесс раскатки оказывает угол наклона раскатного валка[11]. Раскатные машины, построенные на основе орбитальных механизмов, имеют угол наклона инструмента 1-2 градуса. В машинах с более простой кинематикой этот угол значительно больше и составляет 10-20 градусов. В ряде случаев изменение угла наклона раскатного валка позволяет существенно расширить технологические возможности процесса. Так при обработке порошковых заготовок раскаткой на первой стадии процесса можно осуществить уплотнение исходного порошка при отсутствии наклона инструмента, а на второй произвести раскатку детали наклонным инструментом [12]. Таким образом, удается сочетать операции уплотнения порошковой заготовки и ее формообразование на одной машине. Два дискретных угла наклона раскатного валка можно использовать при формовке широких фланцев, когда валком без наклона осуществляется создание раструба на заготовке, далее валок получает наклон и осуществляется раскатка фланца [13].Современные раскатные машины это машины с изменяемой кинематикой и системами ЧПУ[14, 15] позволяют реализовывать программное изменение угла наклона валка и открывают новые возможности для процесса торцевой раскатки [16].

Исследованная в работе технология торцевой раскатки трубных заготовок представлена на рис. 2. В раскатной машине использована схема с вращением заготовки и передачей вращения от заготовки к раскатному валку за счет сил трения на контактной поверхности.

Первостепенной задачей системного анализа исследуемого объекта (процесса, явления и т.д.) является создание формы системного описания.



а) *б*)

Рис. 2. Схема процесса холодной торцевой раскатки деталей из тонкостенных трубных заготовок коническим валком: начало (*а*) и окончание (*б*) процесса

Эта операция сводится к выявлению параметров (факторов) влияющих на результаты технологии (вектора входных параметров) и параметров характеризующих результат действия объекта (вектор выходных параметров), т.е. представление объекта в виде, показанном на рис. 3, *а*.

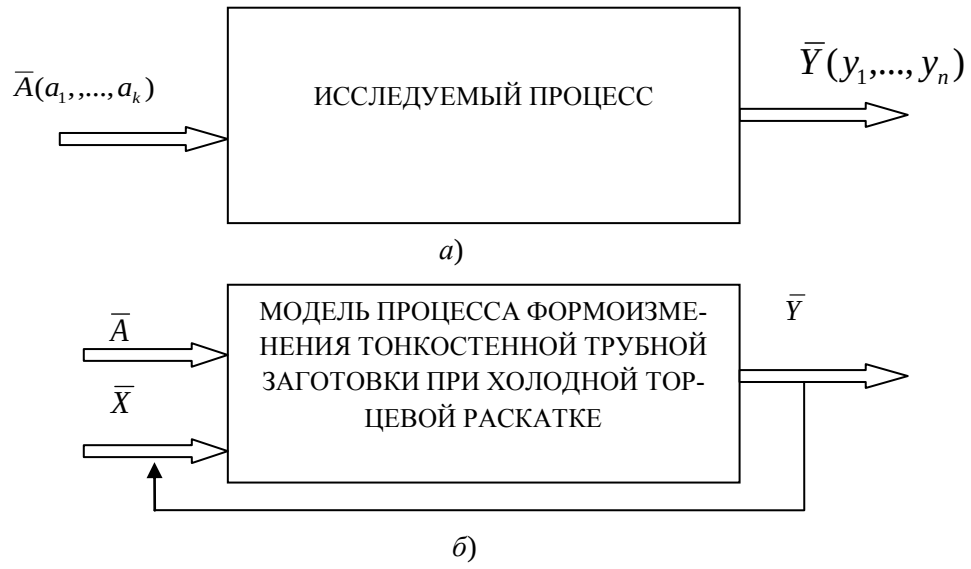


Рис. 3. Системное представление процесса исследуемого процесса (*а*) и модели процесса холодной торцевой раскатки (*б*)

Здесь $\bar{A}(a_1,..a_k)$ - вектор входных параметров, характеризующих альтернативные варианты; $\bar{Y}(y_1, y_2,...y_n)$ – вектор выходных параметров, характеризующих цели исследования.

Наиболее распространенным средством в системном анализе при исследовании новых объектов уровня является моделирование, которое гораздо легче, быстрее, дешевле реализовать, чем натурные эксперименты. Моделирование предполагает использование феноменологических математических моделей, реализуемых в расчетных комплексах. Применительно к технологии раскатки тонкостенных трубных заготовок системное представление процесса представлено на рис. 3, *б*.

Для рассматриваемого процесса n =10 и $\bar{A}$ (a_1, a_1,…., a_{10}) – вектор входных параметров, характеризующих параметры раскатываемой заготовки и процесса раскатки, состоит из следующих компонент:

a_1= D – диаметр трубной заготовки;
a_2= s – толщина стенки заготовки;
a_3= h – высота деформируемой части заготовки;
a_4= марка материала заготовки.
x_1 = V– величина аксиальной подачи раскатного валка за один оборот заготовки;
x_2= ω_1 – угловая скорость вращения заготовки;
x_3= ω_2– угловая скорость вращения раскатного валка;
x_4= α – угол наклона валка относительно оси заготовки;
x_5= δ – величина смещения раскатного валка;
x_6= μ - коэффициент трения между заготовкой и раскатным валком.
Y– выходной параметр, представляет собой вербальное описание формоизменения заготовки в результате раскатки.

Компьютерное моделирование процесса раскатки сложный процесс в силу особой кинематики вращения заготовки и инструмента, которые связаны силами трения, локальной периодически меняющейся зоной пластической деформации заготовки и др. особенностями. Поэтому такое моделирование требует больших временных затрат, что отмечают многие исследователи [17-19]. Для моделирования процесса был выбран расчетный комплекс DEFORM 3D. Создатели этого комплекса целенаправленно улучшают его возможности для моделирования процессов локального деформирования с циклическим воздействием на заготовку [20].

Проведенные многочисленные исследования процесса торцевой раскатки и его моделирования показали, что при этом процессе может происходить весьма разнообразное изменение формы исходной заготовки (рис. 4). Исследованиями установлены шесть возможных видов деформирования трубной заготовки при раскатке. Два из них: отбортовки внутрь и наружу (рис. 4, *а* и *б*), можно отнести к устойчивым, прогнозируемым, монотонно развивающимся процессам. Третий вид (рис. 4, *в*), при котором происходит осадка трубы в зоне деформации, характеризуется течением

металла в двух направлениях внутрь и наружу трубной заготовки. Процесс устойчивый, монотонный, но трудно предсказать в каком направлении будет происходить наиболее интенсивное течение металла.

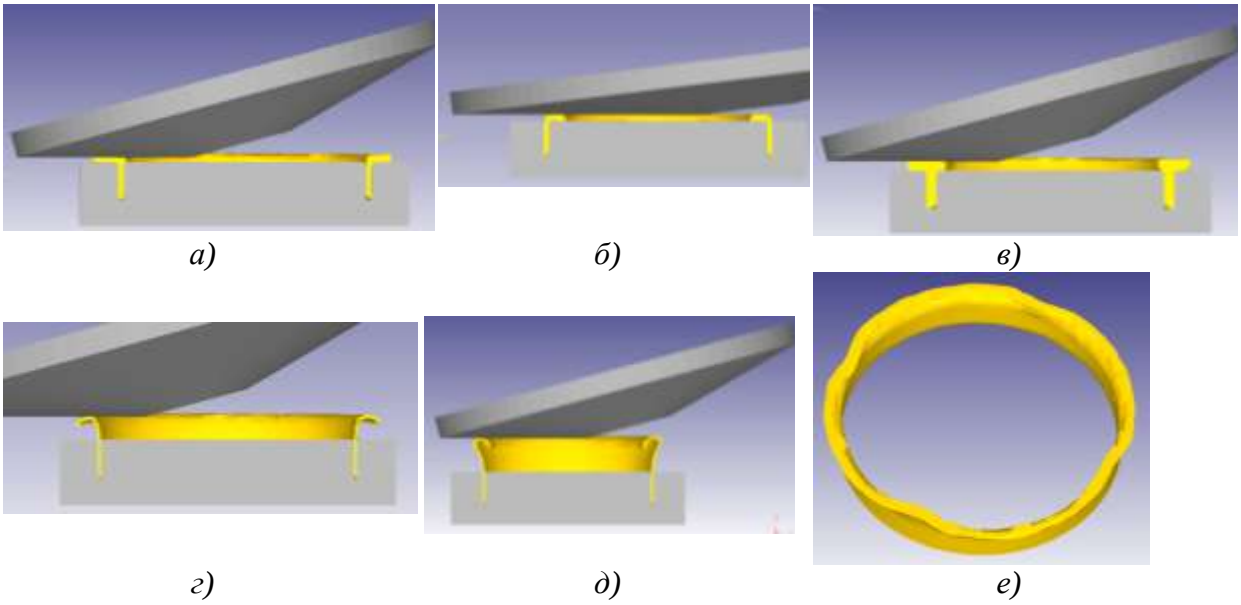


Рис. 4. Виды формоизменения трубной заготовки при торцевой раскатке: *а* – образование наружного фланца; *б* – образование внутреннего фланца; *в* – осадка стенки заготовки с течением металла внутрь и наружу; *г* – потеря устойчивости заготовки с выворотом наружу; *д* – потеря устойчивости заготовки с выворотом внутрь; *е* - периодическая потеря устойчивости

Возможные значения параметров заготовки и процесса раскатки, при которых наблюдаются разные виды формоизменения заготовки, приведены в таблице.

Еще три вида формоизменения заготовки (рис. 4 *г*, *д*, *е*) относятся к неустойчивому развитию течения металла, обусловленному потерей устойчивости заготовки. Место изгиба заготовки локализуется между матрицей и валком, и в зависимости от направления сил трения происходит загиб заготовки вместо отбортовки (рис. 4, *г* и *д*). При этом очаг деформации удаляется от ее торца, способствуя вывороту металла.

Вид формоизменения, представленный на рис. 4, *е*, является результатом взаимного наложения процессов, показанных на рис. 4, *г* и *д*, когда результирующая сила трения на контактной поверхности периодические меняет свое направление и возникает волновое формоизменение заготовки. Частично данная проблема может быть решена при применении в машине для торцевой раскатки дополнительного привода вращения конического раскатного валка, обеспечивающего снижение влияния сил трения на контактной поверхности.

Таблица

Значения параметров заготовки и процесса раскатки, при которых наблюдаются разные виды формоизменения заготовки

Параметры заготовки и процесса раскатки	Единица измерения	Обозначение	Вид формоизменения заготовки					
			Наружный фланец	Внутренний фланец	Осадка стенки	Выворот наружу	Выворот внутрь	Потеря устойчивости
			Рис. 4, *а*	Рис. 4, *б*	Рис.4, *в*	Рис. 4, *г*	Рис. 4, *д*	Рис. 4, *е*
Толщина стенки	мм	S	2	2	4	1	1	2
Высота выставленной части	мм	H	15	10	15	20	30	10
Диаметр	мм	D	100	100	100	100	80	120
Смещение валка	мм	δ	0	40	0	-10	40	55
Скорость аксиальной подачи	мм/об	V	2	1,5	2	1,5	1.5	1
Коэффициент трения	-	μ	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Угол наклона валка	град	α	15°	7°	15°	15°	15°	15°
Материал (марка стали)			Din-c45 Ст.45	AISI-1045	Din-c45	AISI-1045	AISI-1045	AISI-1045
Число конечных элементов	шт		7 000	12 000	10 000	15 000	15 000	7 000
Угловая скорость вращения заготовки	об/мин	ω_1	60	60	60	60	60	60

Полезной могло бы оказаться построение с помощью компьютерного моделирования статистической модели процесса. Однако при десяти параметрах, влияющих на процесс, построение адекватной статистической модели является чрезвычайно трудной задачей. Столь же сложной является попытка найти комплексный безразмерный критерий, составленный из параметров a_i и x_j, численное значение которого можно было бы сопоставить с получаемым видом деформируемой заготовки. Поэтому главным инструментом анализа процесса является компьютерное моделирование и целенаправленное изменение параметров управления до получения желаемого результата.

Кинематические особенности процесса торцевой раскатки (передача вращения от заготовки к раскатному валку посредством сил трения, изменяемый наклон валка и др.), а также наличие локальной зоны пластической деформации, и значительной области заготовки находящейся в упругом состоянии приводят к большим временным затратам при моделировании процесса. Время моделирования процесса можно существенно сократить без потери точности моделирования, если ограничиться тремя слоями конечных элементов по толщине заготовки, а расчетную высоту заготовки ограничить высотой в два раза большей выставленной части, т.е. деформируемой части заготовки.

Выводы

1 Показано, что на формоизменение тонкостенных трубных заготовок при торцевой раскатке влияют 8 факторов. Некоторая их часть (соотношение s/D, марка стали и коэффициент трения μ) не могут быть изменены в процессе раскатки. Часть из них (D и s) определяются размерами заготовки и конфигурацией раскатываемой детали (h) и являются конструктивными параметрами раскатываемой детали. И только три параметра можно реально использовать для управления процессом течения металла (смещение вершины конического валка - δ, устанавливаемое перед началом процесса раскатки, угол наклона конического валка - α, величина аксиальной подачи на один оборот заготовки - V).

2 При торцевой раскатке тонкостенных трубных заготовок возможны, по крайней мере, шесть видов формоизменения заготовки, три из которых связаны с потерей устойчивости заготовки.

3 Время моделирования процесса можно существенно сократить (на 30-40%) без потери точности моделирования формоизменения раскатываемой заготовки, если ограничиться тремя слоями конечных элементов по толщине заготовки, а расчетную высоту заготовки ограничить высотой в два раза большей выставленной части, т.е. деформируемой части заготовки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] S.V. Hosseini, M.J. Nategh, M.M. Agheti, H. Imani. Optimum design of rotary forging machine with parallel mechanism. Modern Mechanical Engineering, Proceeding of the Advanced Machining and Machine Tools Conference, Vol. 15, No.13, pp.486-490, 2015 (in Persian).

[2] Muhammad M. Hamdy. Rotary Hammer Forging, a New Manufacturing Process. Applied Mechanics and Materials, 2014, Vols. 446-447, pp. 1321-1329, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.1321

[3] Liying Dong, Xinghui Han, Lin Hua, JianLan, WuhaoZhuang. Effects of the rotation speed ratio of double eccentricity bushings on rocking tool path in a cold rotary forging press. Journal of Mechanical Science and Technology, (2015), Vol. 29, pp.1619–1628.

[4] Yugong Dang,Yongyu Yao, Xiaozhong Deng, Genggeng Li, Chuang Jiang. Compensation of springback error based on comprehensive displacement method in cold rotary forging for hypoid gear. Journal of Mechanical Science and Technology. (2019), Vol. 33, pp. 3473–3486.

[5] ParanjayeeMandal, HimanshuLalvani, MartinTuffs. Cold Rotary Forging of Inconel 718. Journal of Manufacturing Processes, Vol. 46, 2019, pp. 77-99.
[6] Deng X.B., Hua L., Han X.H. Numerical and experimental investigation of cold rotary forging of a 20CrMnTi alloy spur bevel gear. Materials and Design, No.32, 2011, pp.1376-1389
[7] Loyda, L. A. Reyes, G. M. Hernández-Muñoz, F. A. García-Castillo, P. Zambrano-Robledo. Influence of the incremental deformation during rotary forging on the microstructure behavior of a nickel-based super alloy. International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2018), 97: pp.2383–2396.
[8] Аксенов Л.Б., Кункин С.Н., Елкин Н.М. Торцевая раскатка фланцевых деталей трубных соединений. Металлообработка. №3 (63), 2011 г., с. 31-36
[9] Аксенов Л.Б., Кункин С.Н. Комбинированная холодная торцевая раскатка утолщенных полых фланцев. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции. / Под ред.А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – с.1062-1074.
[10] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Metal flow control at processes of cold axial rotary forging. Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer, 2016, pp.175-181.
[11] Standring P.M., Appleton E. The Kinematic Relationship Between Angled Die and Workpiece in Rotary Forging, 1-st Intl. Conf. on Rotary Metalworking Processes, London, UK., Nov. 20-22, pp.275-288, 1979.
[12] J.R. Moon, P.M. Standring. Rotary forging of metal powders.Powder metallurgy, 1987, Vol. 30, No. 3, pp. 153-158.
[13] P.M. Standring, The significance of nutation angle in rotary forging. Advanced Technology of Plasticity, Proceeding of the 6th ICTP, Vol. III,pp.1739-1744, 1999.
[14] MJC Engineering&Technology. Rotary Forging Equipment.[Электронный ресурс] // URL: http://www.mjcengineering.com/ (дата обращения 13.02.2020).
[15] Global Metal Spinning Solutions Inc. CNC Wheel Forming and Rotary Forging Machines. [Электронныйресурс] //URL: http://www.globalmetalspinning.com/ (Дата обращения 10.02.2020).
[16] Аксенов Л.Б., Кункин С.Н. Торцевая раскатка внутренних фланцев на тонкостенных трубных заготовках. Современные проблемы науки и образования, 2019, с. 674-684
[17] 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.

[18] Xinghui Han, Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method.Int J AdvManufTechnol (2012) 62:1087–1106.
[19] 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. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/JMNM.31.16
[20] DEFORM Design Environment for FORMing. Электронный ресурс: http://www.deform.com. Дата обращения 10.01.2019.

S.N. Kunkin[1], L.B. Aksenov[1], N.M. Potapov[1]

SYSTEM ANALYSIS OF COLD FACE ROTARY FORGING OF THIN-WALLED TUBE BLANKS

[1]Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper presents the results of a study of the process of face rotary forging with a conical roll of parts from thin-walled tube blanks. The technology is designed for manufacturing axisymmetric parts of various shapes. A feature of the process is the possible loss of stability of the shape of the tube blank, which does not allow manufacturing the details of the required geometry. On the basis of data obtained from experiments and modeling, the types of forming of a tube blank during rotary forging are systematized, the kinematic characteristics of the machine and the geometric parameters of the blank that affect this process are determined. Suggested ways to reduce the time of adequate computer modeling of the technology in the complex Deform 3D, used to determine the rational values of the parameters of the rotary forging process.

Keywords: face rotary forging, tube blank, blank stability, hollow parts, conical roll, simulation.

REFERENCES

[1] S.V.Hosseini, M.J.Nategh, M.M.Agheti, H.Imani. Optimum design of rotary forging machine with parallel mechanism. Modern Mechanical Engineering, Proceeding of the Advanced Machining and Machine Tools Conference, Vol. 15, No.13, pp.486-490, 2015 (in Persian)
[2] Muhammad M. Hamdy. Rotary Hammer Forging, a New Manufacturing Process. Applied Mechanics and Materials, 2014, Vols. 446-447, pp. 1321-1329, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.1321

[3] Liying Dong, Xinghui Han, Lin Hua, JianLan, WuhaoZhuang. Effects of the rotation speed ratio of double eccentricity bushings on rocking tool path in a cold rotary forging press. Journal of Mechanical Science and Technology, (2015), Vol. 29, pp.1619–1628.
[4] Yugong Dang,Yongyu Yao, Xiaozhong Deng, Genggeng Li, Chuang Jiang. Compensation of springback error based on comprehensive displacement method in cold rotary forging for hypoid gear. Journal of Mechanical Science and Technology. (2019), Vol. 33, pp. 3473–3486.
[5] Paranjayee Mandal, Himanshu Lalvani, Martin Tuffs. Cold Rotary Forging of Inconel 718. Journal of Manufacturing Processes, Vol. 46, 2019, pp. 77-99.
[6] Deng X.B., Hua L., Han X.H. Numerical and experimental investigation of cold rotary forging of a 20CrMnTi alloy spur bevel gear. Materials and Design, No.32, 2011, pp.1376-1389
[7] Loyda, L. A. Reyes, G. M. Hernández-Muñoz, F. A. García-Castillo, P. Zambrano-Robledo. Influence of the incremental deformation during rotary forging on the microstructure behavior of a nickel-based super alloy. International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2018), 97: pp.2383–2396.
[8] Aksenov L.B., Kunkin S.N., Elkin N.M. Tortsevaya raskatka flantsevykh detalej trubnykh soedinenij. Metalloobrabotka, №3 (63), 2011, s. 31-36.
[9] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Kombinirovannaya kholodnaya tortsevaya raskatka utolshchennykh polykh flantsev.Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie: materialy 5-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferentsii. / Pod red. A.N. Evgrafova i A.A. Popovicha. - SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016, c.1062-1074.
[10] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Metal flow control at processes of cold axial rotary forging. Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer, 2016, pp.175-181.
[11] Standring P.M., Appleton E. The Kinematic Relationship Between Angled Die and Workpiece in Rotary Forging, *1-st Intl. Conf. on Rotary Metal-working Processes*, London, UK., Nov. 20-22, pp.275-288, 1979.
[12] J.R. Moon, P.M. Standring. Rotary forging of metal powders. Powder metallurgy, 1987, Vol. 30, No. 3, pp. 153-158.
[13] P.M. Standring, The significance of nutation angle in rotary forging. Advanced Technology of Plasticity, Proceeding of the 6th ICTP, Vol. III,pp.1739-1744, 1999.
[14] MJC Engineering&Technology. Rotary Forging Equipment. Information on URL: http://www.mjcengineering.com/ (Accessed 13.02.2020).
[15] Global Metal Spinning Solutions Inc. CNC Wheel Forming and Rotary Forging Machines. Information on: URL: http://www.globalmetalspinning.com/ (Accessed 10.02.2020).

[16] Aksenov L.B., Kunkin S.N. Tortsevaya raskatka vnutrennikh flantsev na tonkostennykh trubnykh zagotovkakh. Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya, 2019, s. 674-684.
[17] 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.
[18] Xinghui Han, Lin Hua. Investigation on contact parameters in cold rotary forging using a 3D FE method. Int J Adv. Manuf. Technol (2012) 62:1087–1106.
[19] 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. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/JMNM.31.16
[20] DEFORM Design Environment for FORMing. Information on: http://www.deform.com . (Accessed 10.01.2019)

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-30
УДК 621.762.4.04

А. В. Гоциридзе[1], П. А. Кузнецов[2], А. О. Просторова[3], В. П. Третьяков[4]

ПРИМЕНЕНИЕ ТРУБЧАТЫХ СОРБИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ОСНОВЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОРОШКОВ ЦЕОЛИТОВ В АДСОРБЦИОННЫХ КРИОГЕННО-ВАКУУМНЫХ НАСОСАХ



[1]Алексей Вахтангович Гоциридзе,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: mtomd@zavod-vtuz.ru



[2]Павел Алексеевич Кузнецов,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: kuznetsov_pa@spbstu.ru



[3]Александра Олеговна Просторова,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9530, E-mail: prostorova_ao@spbstu.ru



[4]Валерий Павлович Третьяков,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-9302, E-mail: tretyakov_vp@spbstu.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы повышения эффективности криогенно-вакуумных насосов для создания глубокого вакуума, используемого в производственных процессах, при проведении химических и физических экспериментов. Отмечено, что применение в качестве сорбирующего материала цеолитов, по сравнению с активированными углями, обеспечивает более эффективное поглощение

водорода и гелия. Предложено для повышения теплоотвода использовать композиции цеолита и металлических порошков с высокой теплопроводностью, напрессованные на поверхность трубок.

Показано, что наилучшие результаты достигаются при использовании композиции цеолит – медный порошок. Для изготовления коаксиально-цилиндрических образцов предложено использовать процесс эластостатического прессования. Представлена оригинальная конструкция насоса с коаксиально-цилиндрическими образцами с напрессовкой сорбирующего композиционного слоя. Приведены результаты практических испытаний насоса. Рассмотрены перспективы применения разработанных адсорбционных криогенно-вакуумных насосов с сорбирующими элементами на основе порошков цеолитов и меди.

Данная исследовательская работа выполнена при поддержке Академического Проекта 5-100 Санкт-Петербургского Политехнического университета Петра Великого.

Ключевые слова: криогенно-вакуумная техника, адсорбция, сорбирующие элементы, цеолиты, композиционные материалы, порошковые материалы, эластостатическое прессование.

Введение

Криогенные вакуумные насосы являются технологическими устройствами для получения глубокого вакуума, необходимого при реализации различных химических и физических процессов, в том числе для производства новых материалов, проведения химических реакций в специальных условиях, вакуумного напыления и так далее. Криогенные вакуумные насосы работают на принципе адсорбции молекул газов веществами, обладающими высокими сорбирующими свойствами. В качестве сорбирующих материалов наиболее часто применяются активированные угли, силикагели и цеолиты [1, 2]. Для поддержания сорбционных свойств на высоком уровне охлаждение сорбирующего материала осуществляется за счёт отвода тепла от слоя адсорбента через металлическую поверхность, с которой он контактирует, к хладагенту – различным сжиженным газам, например, азоту. Силикагели и цеолиты, в отличие от углей, не образуют мелкую пыль и не загрязняют вакуумные установки. Кроме того, цеолиты более эффективно, чем другие адсорбирующие материалы, поглощают водород и гелий. Поэтому они являются перспективной группой адсорбентов для получения высокого вакуума в криогенных установках.

Эффективность работы криогенно-вакуумного насоса во многом определяется типом сорбирующей системы [3]. Тенденцией в проектировании адсорбционных криогенно-вакуумных насосов является использование более тонких слоев адсорбента, увеличение площади

откачивающей поверхности и повышение теплопроводности сорбирующих композиций. При этом для создания оптимальных условий работы адсорбента требуется его уплотнение и напрессовка на поверхность панели или трубки.

Для повышения теплоотвода можно использовать композиции цеолита и металлических порошков с высокой теплопроводностью. Оптимальное содержание цеолита и металлического порошка в композиции обеспечивает расположение частиц адсорбента в порах металлической матрицы, что снижает пылеобразование при применении материала и повышает теплоотвод. Спекание, необходимое для повышения прочности тонких спрессованных слоев, целесообразно осуществлять бесконтактным радиационным нагревом.

Основными свойствами сорбирующих материалов являются их сорбционные характеристики. На рис.1. представлен сводный график, позволяющий сравнить адсорбционные свойства различных сорбирующих материалов. Приведенные на этом рисунке кривые адсорбции, соответствующие максимальному уровню адсорбционных свойств данного материала, снимались при температуре жидкого азота после обезгаживания 673 К. В качестве адсорбата использовался азот.

Кривая *I* на рис. 1 иллюстрирует сорбционные свойства сорбирующих элементов, полученных из смеси на основе порошка меди с 16 % порошка цеолита СаЕ-Т. Адсорбционная ёмкость сорбирующих элементов, полученных из смеси на основе порошка алюминия марки АСД с 10 % цеолита, несколько ниже (кривая *2*). Аналогичными свойствами обладают и чисто металлические сорбирующие элементы, полученные из порошка алюминий-магниевого сплава марки ПАМ-5, прошедшего предварительную химическую обработку (кривая *3*).

В области низкого вакуума адсорбционная ёмкость этих сорбирующих сериалов имеет соизмеримые значения. Однако, при переходе в область более низких давлений различие в количестве газа, поглощенного единицей массы сорбирующего материала, отличается почти на порядок.

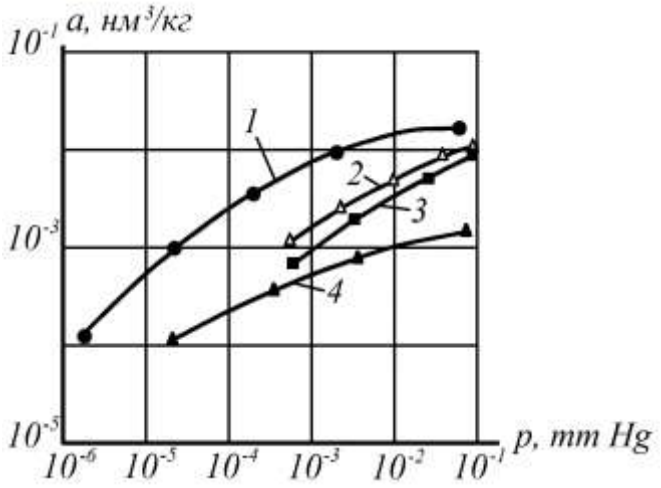


Рис. 1. Изотермы адсорбции композиционных сорбирующих материалов

Ещё более низкой адсорбционной ёмкостью обладают сорбирующие элементы, полученные из порошка алюминий-магниевого сплава марки ПАМ-4,

прошедшие химическую обработку после операции формования (кривая *4*). При давлении $10^{-1}...10^{-2}$ мм рт. ст. адсорбционная ёмкость этого материала в 5...10 раз ниже ёмкости порошка марки ПАМ-5. В области более высокого вакуума изотермы адсорбции этих материалов сближаются.

Более эффективными, технологичными и перспективными по сравнению с плоскими панелями являются сорбирующие элементы коаксиально-цилиндрической формы. Современное развитие технологий порошковой металлургии позволяет использовать различные методы прессования и напрессовки порошковых материалов [4-7]. Для напрессовки порошков на цилиндрические поверхности наиболее эффективны методы изостатического прессования [8-10]. Трубчатые сорбирующие элементы являются гораздо более технологичными при сборке и эксплуатации насоса, а также более эффективны при теплообмене.

Возможны два типа трубчатых сорбирующих элементов – с внешним расположением слоя сорбирующего материала, когда хладагент протекает внутри трубопровода, и с внутренним – когда жидкий газ омывает наружную поверхность трубы, а откачивающийся объём связан с внутренней полостью сорбирующего элемента.

Изготовление подобных сорбирующих элементов может быть осуществлено двумя способами. Первый способ заключается в формовании из порошкообразного сорбирующего материала полых цилиндрических изделий, последующем закреплении их механическим путем или наклеиванием на внутренней или наружной поверхности, отрезка трубопровода или втулки из компактного металла. Другой способ предполагает осуществлять напрессовывание на соответствующую поверхность охлаждаемой металлической подложки сорбирующего материала, находящегося в порошкообразном состоянии [11-12].

Второй способ изготовления сорбирующих элементов более технологичен, поскольку позволяет совместить две операции – формование сорбирующей массы в пористое тело и её крепление к подложке. При этом способе осуществляется крепление сорбирующего слоя без применения клеящего вещества, наличие которого накладывает ограничение на температурный режим работы сорбирующего материала. Он обеспечивает также надежный механический и тепловой контакт сорбирующего слоя и охлаждаемой подложки, так как контактирующая поверхность сорбирующего слоя повторяет особенности рельефа поверхности подложки. Это приводит к увеличению площади контакта между слоем адсорбента и подложкой и, как следствие, способствует более интенсивному теплоотводу. Площадь контакта сорбирующего слоя и

подложки может быть увеличена путем предварительного нанесения рельефа на её поверхности.

Для нанесения сорбирующей массы на цилиндрическую подложку наиболее подходящими представляются две основные схемы – обжатия (для изготовления сорбирующих элементов с внешним расположением сорбирующего слоя) и раздачи (для случая, когда слой сорбирующего материала наносится на внутреннюю поверхность подложки).

Современные технологии изостатического прессования порошков позволяют напрессовывать порошковые слои толщиной от 2 до 5 мм как на внутреннюю, так и на наружную поверхности втулок в зависимости конкретной конструкции насоса. В работе использовался один из эффективных способов изостатического прессования, при котором в качестве подвижной среды применяется полиуретан [13, 14].

Схема эластостатического напрессовывания на внешнюю поверхность втулки (по схеме обжатия) показана на рисунке 2.

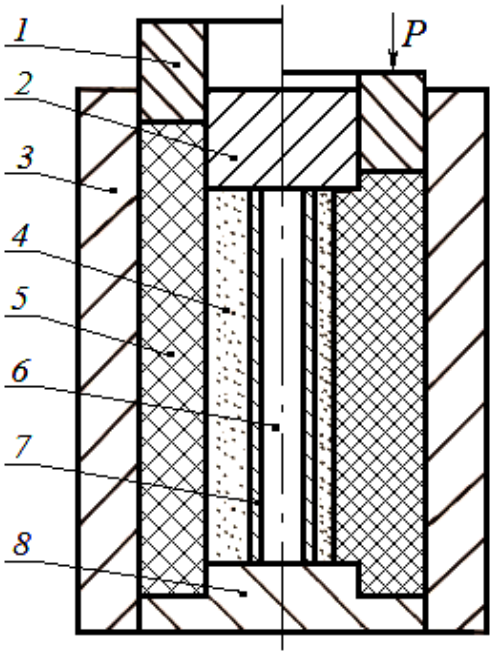


Рис. 2. Принципиальная схема эластостатической напрессовки сорбирующего слоя на внешнюю поверхность втулки

Уплотнение порошкового материала *4* и напрессовывание его на поверхность подложки *7* осуществляется в результате сжатия в осевом направлении эластичного формующего элемента *5*, заключенного в контейнер *3*, пуансоном *1*. Перемещение порошка в осевом направлении ограничивается верхней *2* и нижней *8* крышками. Стержень 6 обеспечивает центрирование эластичного формующего элемента.

Сорбирующие трубчатые элементы, предложенные в настоящей работе, позволяют создавать принципиально новые конструкции

криосорбционных насосов [15]. На рис. 3 представлена одна из возможных схем адсорбционного криогенного высоковакуумного насоса.

Внутри корпуса *1* размещается сосуд *2* с хладагентом *3*, концентрично расположенные втулки *4* и *5*, на поверхности которых напрессован адсорбент *6*. Для нанесения сорбирующей массы на цилиндрические втулки применялись схемы обжатия (для изготовления сорбирующих элементов с внешним расположением сорбирующего слоя) и раздачи (для случая, когда слой сорбирующего материала наносится на внутреннюю поверхность подложки). При изготовлении втулки *4* адсорбент напрессовывался с двух сторон. Для снижения тепловых потоков к поверхности адсорбента применяются медные экраны *7*. Корпус снабжен выходным патрубком *8*, к которому можно подсоединять вспомогательный высоковакуумный насос объемного действия. При этом рассматриваемый насос будет использован как охлаждаемая адсорбционная ловушка. Нагрев адсорбента в процессе регенерации осуществляется с помощью нагревателя *9*.

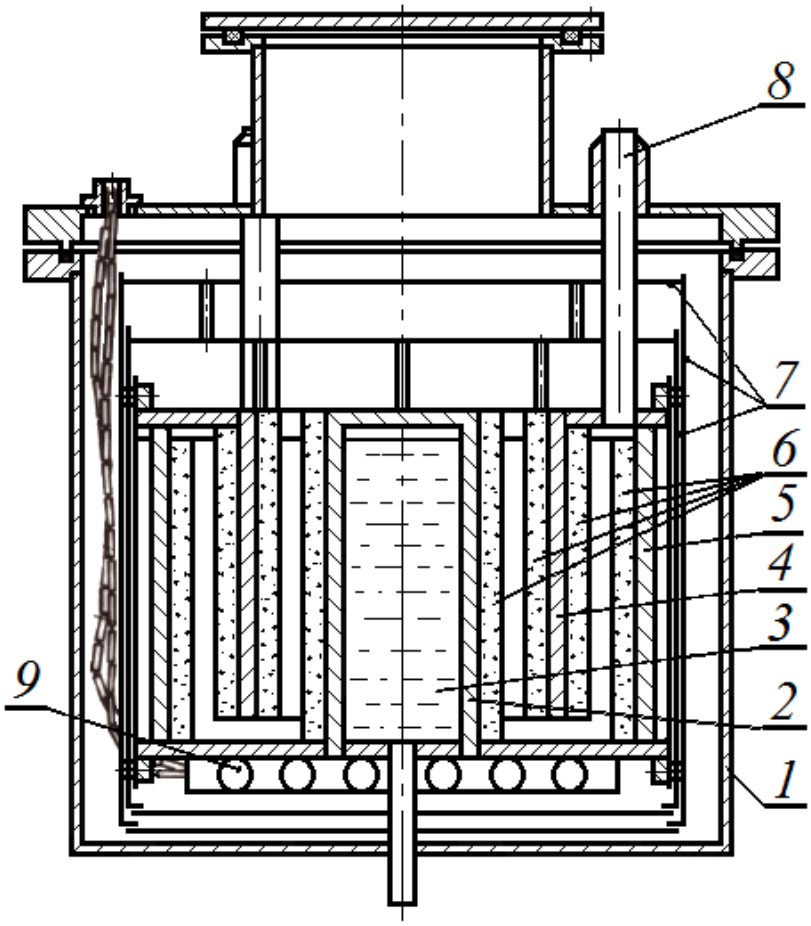


Рис. 3. Принципиальная схема адсорбционного высоковакуумного криогенного насоса с трубчатыми сорбирующими элементами

Результаты

Для сравнения технических характеристик вакуумных насосов определялось время (см. рис. 4), необходимое для захолаживания до температуры жидкого азота засыпки из гранулированного угля СКТ-3 (кривая *I*) и композиционного сорбирующего материала (СаЕ-Т – ПМС-2) (кривая *2*).

Проведенные исследования показали, что при давлении ниже 10^{-4} мм рт. ст. применение композиционного сорбирующего материала обеспечивает в 5...10 раз более высокую сорбционную ёмкость по сравнению с углём. Это позволило существенно уменьшить объём, занимаемый сорбирующим материалом, и габариты криосорбционного насоса.

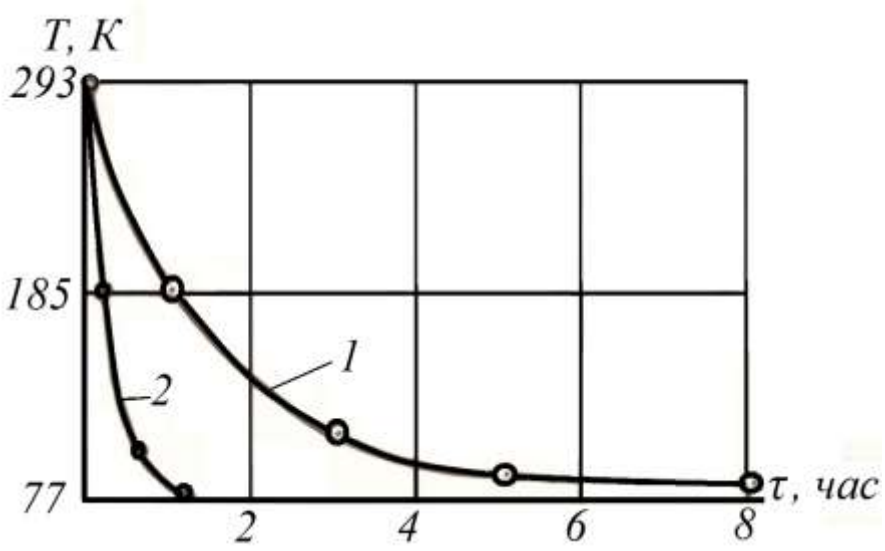


Рис. 4. Зависимость температуры слоя гранулированного угля СКТ-3 (кривая *I)* и композиционного сорбирующего материала (кривая *2*) от времени захолаживания

В результате практических испытаний установлено, что применение коаксиально-цилиндрических сорбционных элементов в вакуумных насосах обеспечивает скорость откачки до 100 $м^3/с$. При этом время выхода адсорбционного криогенно-вакуумного насоса на рабочий режим составляло 80-120 мин.

Эксплуатация насоса с трубчатыми композиционными сорбирующими элементами показала: высокую механическую прочность сорбирующего слоя и надёжное крепление его к металлической подложке; отсутствие пыли в откачиваемом объёме и высокие технические характеристики (предельное остаточное давление $5 \cdot 10^{-6}$ мм рт. ст.).

Обсуждение

Адсорбционный высоковакуумный криогенный насос с трубчатыми сорбирующими элементами позволяет обеспечить безмасляную откачку приборов для спектральных исследований элементов в технических

объектах. При этом важным преимуществом при использовании композиционных сорбирующих элементов является отсутствие адсорбционной пыли, возникающей при использовании традиционных сорбирующих материалов. Адсорбционная пыль влияет, например, на ухудшение характеристик оптических элементов или на нарушение заданных условий трения на сопряженных поверхностях испытываемых элементов. Кроме того, эта пыль, насыщаясь газом разгерметизации объекта, является в дальнейшем мощным источником газовыделения, приводящего к увеличению предельно достижимого давления в камере. Результаты работы имеют практическую значимость и служат основой для продолжения новых исследований

Заключение

Проведенные исследования показали, что применение вместо традиционно используемых активных углей композиционных сорбирующих элементов позволяет существенно увеличить производительность технологического вакуумного оборудования за счёт сокращения примерно в 10 раз времени выхода насоса на рабочий режим.

Такие насосы могут эффективно применяться в криогенно-вакуумных установках большого объёма, например, в вакуумных спектрофотометрах, и обеспечивать безмасляную откачку приборов для спектральных исследований, установках вакуумного напыления, а также для получения сверхчистых металлов и сплавов.

Данная исследовательская работа выполнена при поддержке Академического Проекта 5-100 Санкт-Петербургского Политехнического университета Петра Великого.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Вакуум электрофизических установок и комплексов / А.А. Глазков, Г.Л. Саксаганский. – М. : Энергоатомиздат. 1985. – 184 с.

[2] Шумяцкий Ю.И. Промышленные адсорбционные процессы. – М. : Колос, 2009. – 183 с.

[3] Д. Хоффман Справочник по вакуумной технике и технологиям / Д. Хоффман, Б. Сингх, Дж. Томас III. - М.: ТЕХНОСФЕРА, 2011. – 736 с.

[4] Tsemenko V. N., Ganin S. V., Phuc D. V. Research and simulation of the deformation process of dispersion-hardened powder in a capsule. Materials Physics and Mechanics. – 2016. - 25(1). – pp. 68 -76.

[5] 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. – 56 – 2015. – pp. 542- 547.

[6] Allison, Paul & Grewal, H. & Hammi, Youssef & Brown, Hayley & Whittington, W. & Horstemeyer, Mark. (2013). Plasticity and Fracture Modeling/Experimental Study of a Porous Metal Under Various Strain Rates, Temperatures, and Stress States. Journal of Engineering Materials and Technology. 135. 041008-041008. 10.1115/1.4025292.
[7] Oslanec P., Skrobian M. Pecularities of Gas Analysis in Al and Mg Powders. Powder Metallurgy Progress. - 2017(1) - pp. 65 - 71.
[8] Timokhova, M.I. (2012). Industrial technology for the automated production of grinding balls by quasi-isostatic pressing. Refractories and Industrial Ceramics. 52. 10.1007/s11148-012-9438-x.
[9] Timokhova M.I. Advantages of Quasi- Isostatic Pressing for Powder Materials, Refractories and Industrial Ceramics. – 2012. - 53(3). - pp. 147-150.
[10] Jonsén, P. & Häggblad, Hans-Åke & Gustafsson, G. (2015). Modelling the non-linear elastic behaviour and fracture of metal powder compacts. Powder Technology. 284. 10.1016/j.powtec.2015.07.031.
[11] Тимохова М. И. Способ квазиизостатического прессования керамических и огнеупорных изделий. Новые Огнеупоры. – 2018 (11). – С. 18-22.
[12] Тимохова М.И. Некоторые особенности способа квазиизостатического прессования керамических и огнеупорных изделий. Новые Огнеупоры. 2019(3). - С.17-20.
[13] Кузнецов Р.В., Кузнецов П.А., Карачевцев И.Д. Эластостатическое прессование спеченных рабочих вкладышей с градиентной структурой для биметаллических подшипников скольжения. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 8-ой Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та. – 2019. – С. 663 – 773.
[14] Кузнецов П.А., Просторова А.О. Изостатическое прессование коаксиально-цилиндрических сорбционных элементов для криогенно-вакуумных насосов // Холодильная техника. - №5 – 2018. - С. 3 – 4.
[15] Гоциридзе А.В., Кузнецов П.А., Просторова А.О. Адсорбционные криогенно-вакуумные насосы с коаксиально-цилиндрическими сорбционными элементами. // Холодильная техника. - №4 – 2018. - С. 3 – 4.

A.V.Gotsiridze, P.A.Kuznetsov, A.O.Prostorova, V.P.Tretyakov

THE APPLICATION OF THE TUBULAR SORBING ELEMENTS BASED ON THE COMPOSITION POWDERS OF ZEOLITES IN ADSORPTION CRYOGENO-VACUUM PUMPS

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The article considers the issues of increasing the efficiency of cryogenic vacuum pumps to create a deep vacuum used in production processes during chemical and physical experiments. It is noted that the use of zeolites as a sorbent material, in comparison with activated carbons, provides a more efficient absorption of hydrogen and helium. It is proposed to increase the heat sink using compositions of zeolite and metal powders with high thermal conductivity, pressed onto the surface of the tubes.

It is shown that the best results are achieved when using the composition of zeolite - copper powder. It is proposed to use the process of elastostatic pressing for the manufacture of coaxial-cylindrical samples. The original design of the pump with coaxial-cylindrical samples with the pressing of the sorbent composite layer is presented. The results of practical tests of the pump are presented. The prospects of using the developed adsorption cryogenic-vacuum pumps with sorbent elements based on zeolite and copper powders are considered.

This research work was supported by the Academic Excellence Project 5-100 proposed by Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

Key words: cryogenic vacuum technology, adsorption, sorbent elements, zeolites, composite materials, powder materials, elastostatic pressing.

REFERENCES

[1] Vacuum of electrophysical installations and complexes / A.A. Glazkov, G.L. Saksagansky. - M.: Energoatomizdat. 1985.-184 p.

[2] Shumyatsky Yu.I. Industrial adsorption processes. - M.: Kolos, 2009 .- 183 p.

[3] D. Hoffman. Handbook of Vacuum Engineering and Technology / D. Hoffman, B. Singh, J. Thomas III. - M.: TECHNOSPHERE, 2011 .-736 p.

[4] Tsemenko V. N., Ganin S. V., Phuc D. V. Research and simulation of the deformation process of dispersion-hardened powder in a capsule. Materials Physics and Mechanics. – 2016. - 25(1). – pp. 68 -76.

[5] 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. – 56 – 2015. – pp. 542- 547.
[6] Allison, Paul & Grewal, H. & Hammi, Youssef & Brown, Hayley & Whittington, W. & Horstemeyer, Mark. (2013). Plasticity and Fracture Modeling/Experimental Study of a Porous Metal Under Various Strain Rates, Temperatures, and Stress States. Journal of Engineering Materials and Technology. 135. 041008-041008. 10.1115/1.4025292.
[7] Oslanec P., Skrobian M. Pecularities of Gas Analysis in Al and Mg Powders. Powder Metallurgy Progress. - 2017(1) - pp. 65 - 71.
[8] Timokhova, M.I. (2012). Industrial technology for the automated production of grinding balls by quasi-isostatic pressing. Refractories and Industrial Ceramics. 52. 10.1007/s11148-012-9438-x.
[9] Timokhova M.I. Advantages of Quasi- Isostatic Pressing for Powder Materials, Refractories and Industrial Ceramics. – 2012. - 53(3). - pp. 147-150.
[10] Jonsén, P. & Häggblad, Hans-Åke & Gustafsson, G. (2015). Modelling the non-linear elastic behaviour and fracture of metal powder compacts. Powder Technology. 284. 10.1016/j.powtec.2015.07.031.
[11] Timokhova M. I. The method of quasi-isostatic pressing of ceramic and refractory products. New Refractories. - 2018 (11). - pp. 18-22.
[12] Timokhova M.I. Some features of the method of quasi-isostatic pressing of ceramic and refractory products. New Refractories. 2019 (3). - pp.17-20.
[13] Kuznetsov R.V., Kuznetsov P.A., Karachevtsev I.D. Elastostatic pressing of sintered working inserts with a gradient structure for bimetal plain bearings. Modern Engineering: Science and Education: Materials of the 8th International Scientific and Practical Conference / Ed. A.N. Evgrafova and A.A. Popovich. SPb .: Publishing house Polytechnic. University. - 2019 .- pp. 663 - 773.
[14] Kuznetsov P.A., Prostorova A.O. Isostatic pressing of coaxial cylindrical sorption elements for cryogenic vacuum pumps // Kholodilnaya tekhnika. - No. 5 - 2018. - pp. 3 - 4.
[15] Gotsiridze A.V., Kuznetsov P.A., Prostorova A.O. Adsorption cryogenic vacuum pumps with coaxial cylindrical sorption elements. // Kholodilnaya tekhnika. - No. 4 - 2018. - pp. 3 - 4.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-31
УДК. 621.7.092

И.С. Кузьмичев

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОГО ПОЛИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ПРОТЯЖЕННЫХ ОТВЕРСТИЙ



Кузьмичев Иван Сергеевич – аспирант.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург.
Тел.: +7(921)5727650, E-mail: Megavolt2020@yandex.ru

Аннотация

Данная работа посвящена разработке технологии обработки поверхности протяженных отверстий методом электролитно-плазменного полирования, отработки рациональных режимов с целью снижения шероховатости, обеспечения равномерности полирования, точности поверхности отверстий по всей длине детали.

В работе установлены взаимозависимости основных технологических параметров скорости потока электролита, напряженности электрического поля в зоне обработки, концентрации электролита в условиях принудительного электролитно-плазменного полирования протяженных отверстий.

Определены особенности формирования качества поверхности протяженных отверстий при принудительном электролитно-плазменном полировании.

Разработана физическая модель процесса локального принудительного электролитно-плазменного полирования внутренних поверхностей отверстий различных диаметров и длины для деталей из меди М3 и латуни Л96.

Ключевые слова: медь, латунь, технология, полирование, внутренняя поверхность, протяженное отверстие, электролит, плазма, принудительно, электрод-катод, напряженность, скорость потока, качество, шероховатость, равномерность полирования.

Введение

В настоящее время для финишных операций обработки изделий широко применяются механические и электрохимические методы полирования. Полирование механическими методами исключено для тонкостенных деталей изделий из-за значительных сил резания, способных деформировать деталь и, тем самым, нарушить ее геометрию.

При полировании электрохимическими методами применяются концентрированные многокомпонентные электролиты на базе серной, соляной кислоты и др. Использование подобных электролитов вызывает коррозию оборудования и приводит к вредным условиям труда, что сдерживает реализацию таких технологий обработки в промышленности.

Электролитно-плазменное полирование (ЭПП) лишено большинства выше отмеченных недостатков. Данный способ является технологией финишной обработки изделий и являясь комбинированным методом, основывается электрофизических и электрохимических механизмах воздействия на поверхностный слой обрабатываемого материала.

Актуальность

Электролитно-плазменное полирование может применяться в различных отраслях промышленности для полирования широкой номенклатуры изделий, в особенности для тонкостенных изделий сложной формы.

Пароплазменная оболочка (ППО), образующаяся под воздействием высокой напряженности электрического поля на поверхности обрабатываемой заготовки-анода обеспечивает процесс полирования, при котором достигается класс чистоты поверхности на порядок выше чем получаемый классическими гальваническими способами или обработкой мелкодисперсными абразивными материалами.

Следует отметить, что одним из преимуществ данного метода является его относительная экологическая безопасность, в силу того, что при ЭПП, как правило, используются водные растворы неорганических солей.

Кроме того, электролитно-плазменное полирование, являясь многофункциональным технологическим процессом, при котором одновременно происходит очистка поверхности и удаление мелких заусенцев, может использоваться в качестве подготовительной обработки поверхностей перед нанесением покрытий, что значительно упрощает технологический процесс заключительных операций изготовления ответственных изделий. Таким образом, ЭПП можно отнести к перспективным, экологически чистым технологиям финишной обработки изделий из токопроводящих материалов.

Цель работы

Определить факторы, влияющие на формирование поверхности отверстий медных и латунных деталей при локальном принудительном электролитно-плазменном полировании, установить взаимозависимость основных технологических факторов скорости потока электролита, напряженности электрического поля в зоне обработки и концентрации электролита на процесс полирования, разработать физическую модель процесса локального принудительного электролитно-плазменного полирования протяженных деталей из меди М3 и латуни Л96.

Метод исследования

Результаты проведенных теоретических и практических исследований позволили определить физическую сущность процесса принудительного электролитно-плазменного полирования (ПЭПП), а также установить взаимозависимость между электрофизическими и гидравлическими параметрами процесса и качеством внутренних обрабатываемых поверхностей протяженных изделий [2].

На основании полученных данных нами разработана формула расчета скорости потока электролита, позволяющая определить диапазон рабочих значений при локальном ПЭПП внутренних поверхностей деталей из разных материалов с отверстиями различного профиля поперечного сечения и длины, основанная на уравнении теплового баланса, рис. 1.

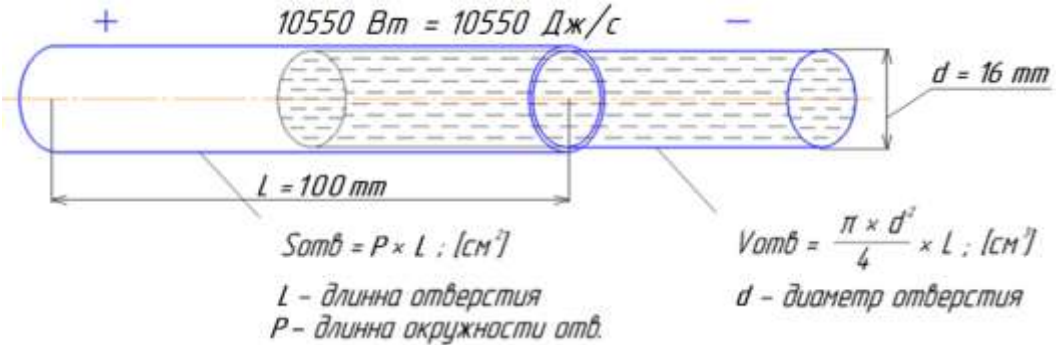


Рис. 1. Расчет характеристик зоны обработки

$$\nu_{\text{потока}} = \text{P}_{\text{отв.}} \cdot L \cdot \frac{j \cdot U}{C \cdot \rho_{\text{раб.ж.}} \cdot \Delta T \cdot 1000} \; ; \left[\frac{\text{л}}{\text{с}}\right] \qquad (1)$$

где

$\text{P}_{\text{отв}}$ – периметр обрабатываемого отверстия [см].

L – длина обрабатываемого отверстия [см].

C – теплоемкость рабочей жидкости [Дж/г · °с].

ρ – плотность рабочей жидкости [г/см^3].

ΔT – разница между температурой электролита на входе в канал обрабатываемого отверстия и температурой кипения рабочей смеси внутри канала [$°C$]. ΔT = 30 °C

j – плотность тока. [$А/см^2$]. j = 0,7 $А/см^2$ при полировании меди в электролите состоящего из 5 % водного раствора сернокислого аммония с добавлением 0,05 % лимонной кислоты.

U – напряжение [В]. U = 300 В при обработке меди и ее сплавов.

$$D_{катода} \text{ назначается по соотношению } \frac{d_{отв}}{D_{катода}} = \frac{8}{3} \pm 15\ \% \qquad (2)$$

На основании формул 1 и 2 нами получены значения скоростей потока электролита и напряженности электрического поля, при которых обеспечиваются условия равномерного образования параплазменной оболочки на внутренней поверхности протяженного отверстия [3, 4].

При изучении особенностей формирования качества внутренних протяженных поверхностей применяя технологический процесс локального ПЭПП нами учитывалось влияние режимов на получаемые результаты (целевые функции). Для этого был выбран диапазон варьирования режимов. В нашем случае, при локальном ПЭПП, варьируемыми параметрами являются:

ω, % - массовая доля $(NH_4)_2SO_4$ в электролите;

$l_{ЛЗ}/L_{ДЕТ}$ - отношение длин локальной зоны (рабочей части катода) и детали;

$V_{ЭЛ}$, л/с - скорость потока электролита.

Технологические режимы необходимо варьировать таким образом, чтобы протекание физических процессов, при полировании внутренних поверхностей, обеспечивало получение высоких показателей качества поверхностей протяженных отверстий. Показатели качества, следующие:

Ra, мкм - шероховатость;

K - отношение среднего, по длине заготовки, значения шероховатости после полирования $\sum_{i=1}^{n} Ra_{min}$ к среднему, по длине заготовки, значению шероховатости до полирования $\sum_{i=1}^{n} Ra_{max}$, определяемое безразмерным коэффициентом равномерности качества;

Δ, мкм - утонение стенки трубы.

Основные тенденции изменения параметров качества при использовании технологии локального ПЭПП, исходя из физических предпосылок, таковы:

а. Концентрацию электролита необходимо назначать таким образом, чтобы, с одной стороны, не приводить к резкому возрастанию электрического сопротивления электрохимической ячейки и, следовательно, уменьшению силы тока в зоне обработки, а с другой стороны, обеспечить оптимальную проводимость рабочей жидкости необходимую для установления процесса непрерывного создания и

обновления пароплазменной оболочки на обрабатываемых поверхностях, в условиях термоконстантности ячейки [5, 6];

б. Выбор диапазона рабочих скоростей потока электролита зависит от площади обрабатываемых внутренних поверхностей. Скорость потока влияет на равномерность образования пароплазменной оболочки и, следовательно, оказывает прямое влияние на качество полирования и критерий равномерности обработки по длине протяженного отверстия. Скорость потока не должна быть ниже уровня полного заполнения объема межэлектродного зазора, с учетом интенсивности выкипания, но не должна быть выше значений, при которых пароплазменная оболочка не успевает образоваться и попросту сдувается с внутренней полируемой поверхности [7, 8];

в. Скорость потока также влияет на показатель ионной силы электролита, находящегося в межэлектродном зазоре, тем самым влияет на напряженность электрического поля на локальном обрабатываемом участке. Напряженность электрического поля ($\overline{E}$) ключевой критерий стабильного образования пароплазменной оболочки которая является своего рода инструментом ПЭПП.

При создании физической модели оптимизации технологического процесса локального ПЭПП встречными потоками внутренних протяженных поверхностей нами проведен полнофакторный эксперимент.

Данные результатов испытаний и полученные показатели качества поверхностей отверстий представлены в таблице. Схема разрезания и анализа качества внутренних обработанных поверхностей представлена на рис. 2. На рис. 9 приведен график полученных параметров качества внутренних поверхностей трубок из исследуемых материалов при оптимальных режимах процесса локального ПЭПП встречными потоками [9].

Таблица

Показатели качества поверхностей протяженных отверстий труб.

№	Медь М3			Латунь Л96		
п/п	Ra, мкм	К	Δ, мм	Ra, мкм	К	Δ, мм
1	0,094	0,283	0,038	0,099	0,309	0,033
2	0,101	0,305	0,042	0,107	0,332	0,038
3	0,189	0,554	0,103	0,205	0,593	0,095
4	0,152	0,472	0,137	0,163	0,502	0,138
5	0,104	0,325	0,055	0,115	0,359	0,053
6	0,116	0,393	0,088	0,129	0,404	0,080
7	0,169	0,520	0,153	0,184	0,566	0,143
8	0,134	0,418	0,170	0,146	0,455	0,160
9	0,073	0,221	0,060	0,081	0,244	0,048
10*	0,052	0,162	0,033	0,061	0,187	0,028

Образцами к полнофакторному эксперименту послужили 9 медных и 9 латунных труб со внутренним диаметром d = 24 мм, длиной L = 100 мм. После проведения обработки трубки-образцы разрезались поперек пополам на ленточнопильном станке модели «ВИТЯЗЬ 8Л100», а затем измеряли шероховатость, при помощи профилометра TR200, обеспечивающего точность измерений в 0,001 мкм, по трем точкам на обеих половинах, см. рис. 2. Определили утонение стенок трубок после полирования при помощи микрометрического нутромера с боковыми губками модели ЧИЗ 42789, 5-30 мм, 0.01 мм.

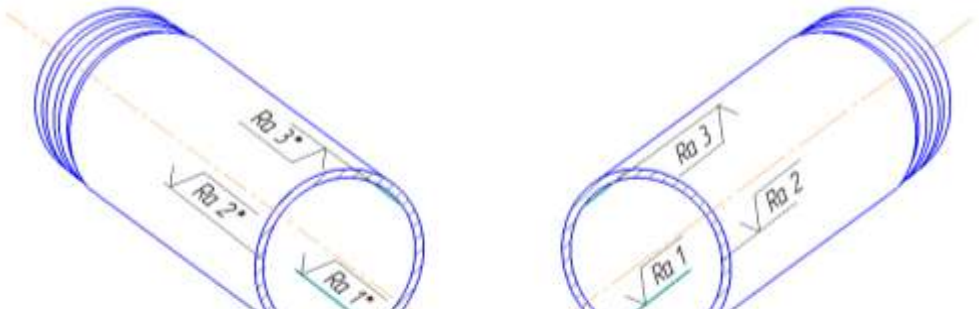


Рис. 2. Эскиз измерения шероховатости на образце

Используя вышеизложенную методику, результаты обработки внутренних протяженных поверхностей труб из меди и латуни по технологии локального ПЭПП, были статистически обработаны. Определены значения дисперсий параллельных опытов и дисперсии воспроизводимости эксперимента. На основании показателей качественных свойств обработанных поверхностей протяженных отверстий определены весовые коэффициенты уравнений регрессии. Полученные данные проверены на адекватность и разработаны регрессионные модели локального ПЭПП встречными потоками.

Уравнения регрессии в кодированном виде факторов для М3:

$$Ra = 0{,}1324 - 0{,}0066 \cdot X_1 + 0{,}0286 \cdot X_2 - 0{,}011375 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0{,}007875 \cdot X_2 \cdot X_3$$
$$К = 0{,}40875 - 0{,}01175 \cdot X_1 + 0{,}08225 \cdot X_2 - 0{,}03425 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0{,}02725 \cdot X_2 \cdot X_3$$
$$\Delta = 0{,}09825 + 0{,}011 \cdot X_1 + 0{,}0425 \cdot X_2 + 0{,}01825 \cdot X_3 - 0{,}00575 \cdot X_1 X_2 X_3$$

Уравнения регрессии в кодированном виде факторов для Л96:

$$Ra = 0{,}1435 - 0{,}00725 \cdot X_1 + 0{,}031 \cdot X_2 - 0{,}01275 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0{,}0095 \cdot X_2 \cdot X_3$$
$$К = 0{,}44 - 0{,}01675 \cdot X_1 + 0{,}089 \cdot X_2 - 0{,}03375 \cdot X_1 X_2 - 0{,}0245 \cdot X_2 X_3$$
$$\Delta = 0{,}0925 + 0{,}0115 \cdot X_1 + 0{,}0415 \cdot X_2 + 0{,}0165 \cdot X_3 - 0{,}006 \cdot X_1 X_2 X_3$$

Из анализа полученных уравнений следует, что наибольшее влияние на показатели качества внутренних поверхностей оказывает коэффициент X_2 (длина локальной зоны электрода-катода). Уменьшение длины локальной зоны при прочих равных условиях приводит к повышению

критерия равномерности K, снижению параметра шероховатости Ra и меньшим отклонениям Δ от исходных геометрических параметров.

Скорость потока электролита, проходящего через межэлектродный зазор, выраженная коэффициентом X_1, оказывает влияние на выходные параметры качества внутренних поверхностей в меньшей степени по сравнению с X_2. При максимальных и минимальных значениях скорости потока электролита показатели шероховатости и равномерности качества обработки не получают должного улучшения по сравнению с исходными (начальными) показателями, а отклонение от исходной геометрии принимает большее значение. При выборе скорости потока соответствующей среднему значению численного диапазона рабочих скоростей, полученному расчетным путем, показатель равномерности качества обработки увеличивается, а шероховатость и геометрические отклонения уменьшаются [10].

Массовая доля соли, растворенной в воде (концентрация электролита), выраженная коэффициентом X_3, оказывает схожее, со скоростью потока, влияние на выходные параметры качества.

Визуализированное представление об изменении показателей качества внутренних протяженных поверхностей медных и латунных труб, с учетом эффектов взаимодействия варьируемых режимов, изображено на рис. 3 – 8.

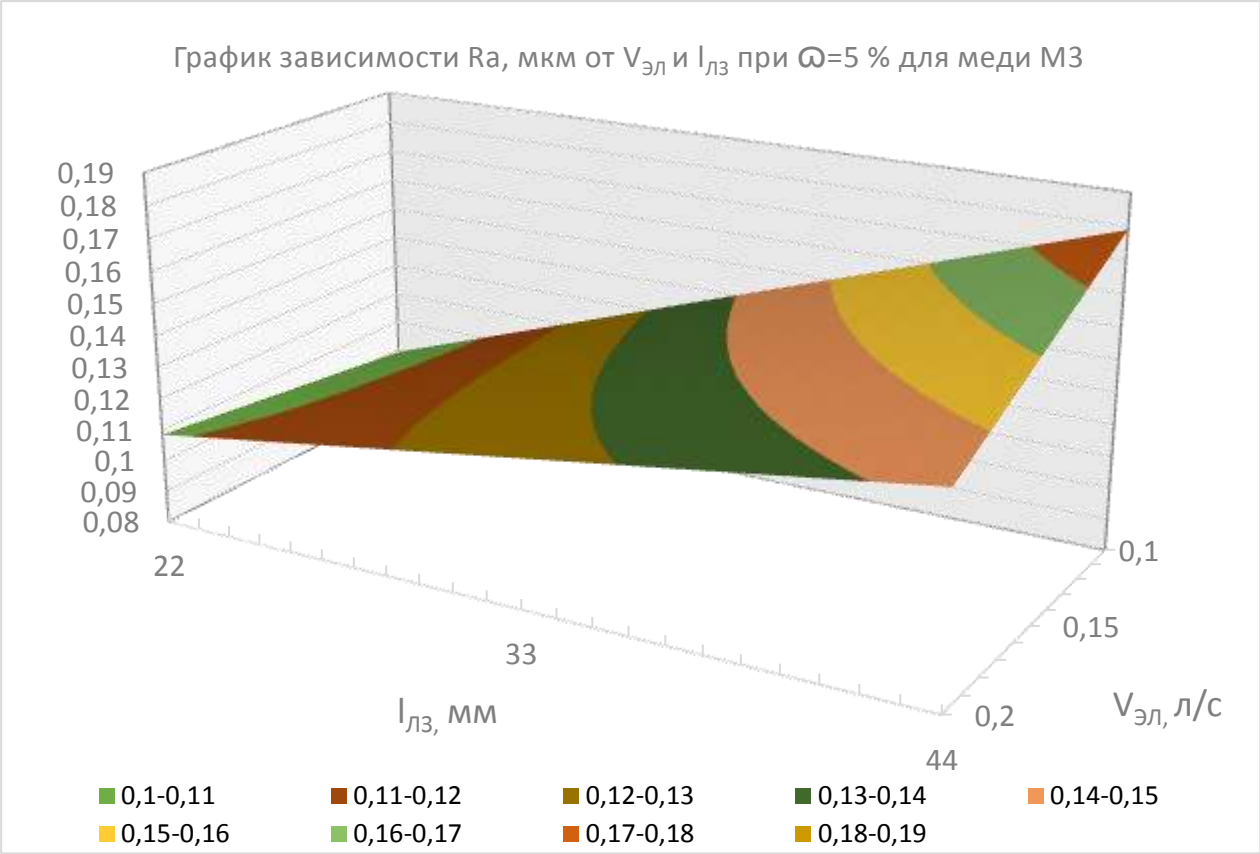


Рис. 3. График зависимости Ra, мкм от скорости потока электролита *Vэл*, л/с и длины локальной зоны электрода-катода *lлз*, мм при концентрации электролита 5 % для М3.

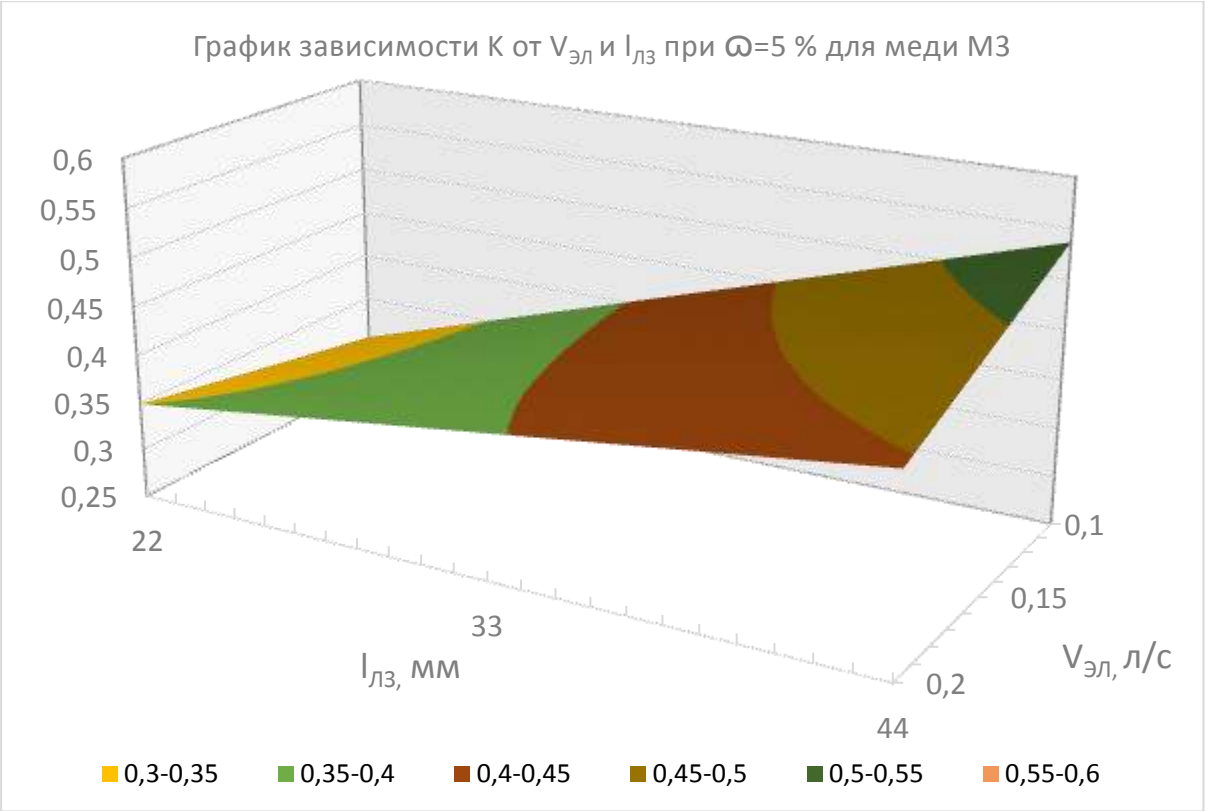


Рис. 4. График зависимости К от скорости потока электролита *Vэл*, л/с и длины локальной зоны электрода-катода *lлз*, мм при концентрации электролита 5 % для М3.

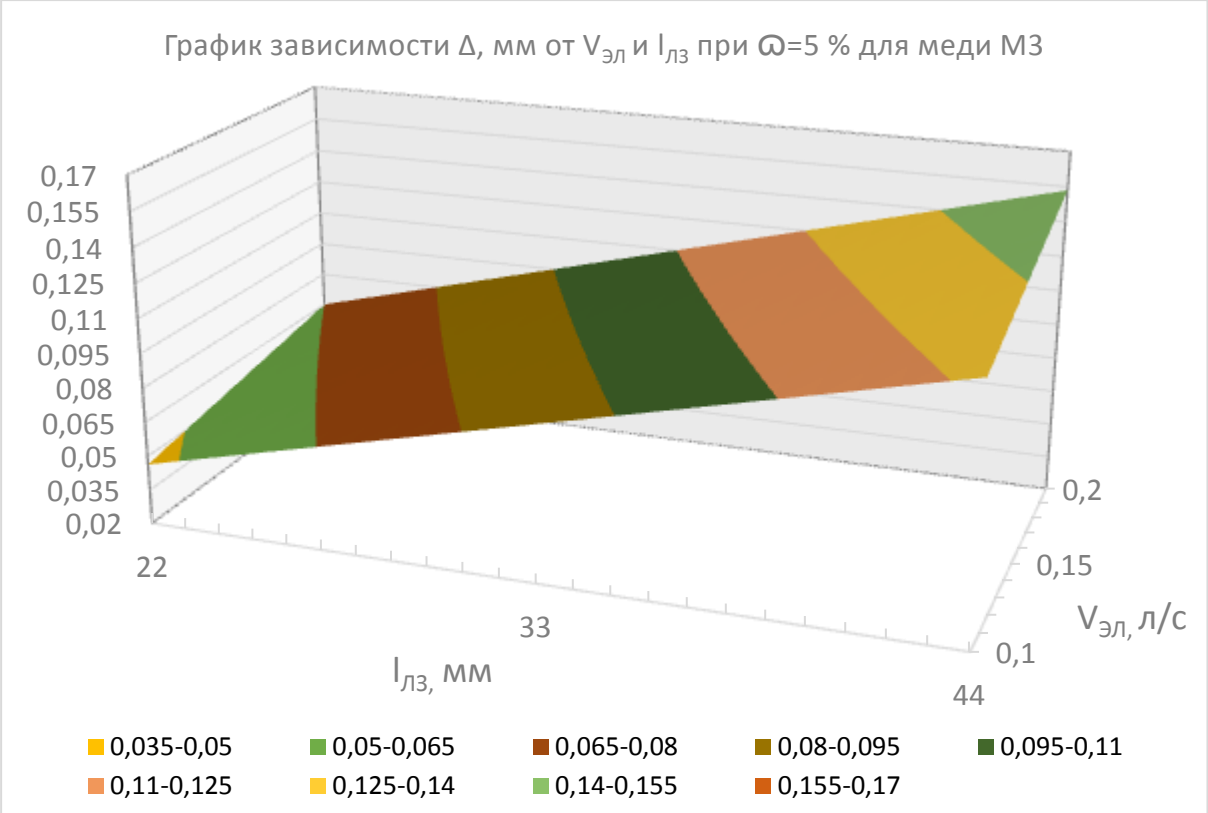


Рис. 5. График зависимости Δ, мм от скорости потока электролита *Vэл*, л/с и длины локальной зоны электрода-катода *lлз*, мм при концентрации электролита 5 % для М3.

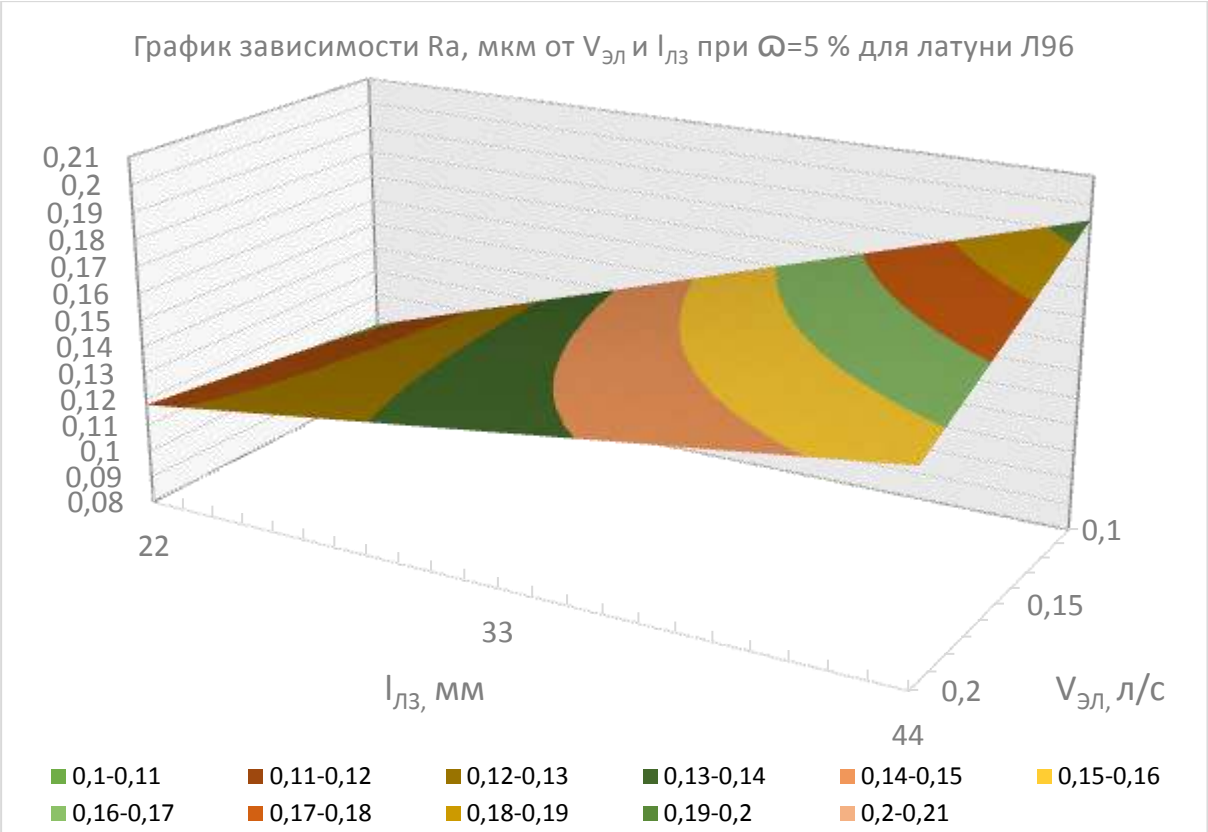


Рис. 6. График зависимости Ra, мкм от скорости потока электролита *Vэл*, л/с и длины локальной зоны электрода-катода *lлз*, мм при концентрации электролита 5 % для Л96.

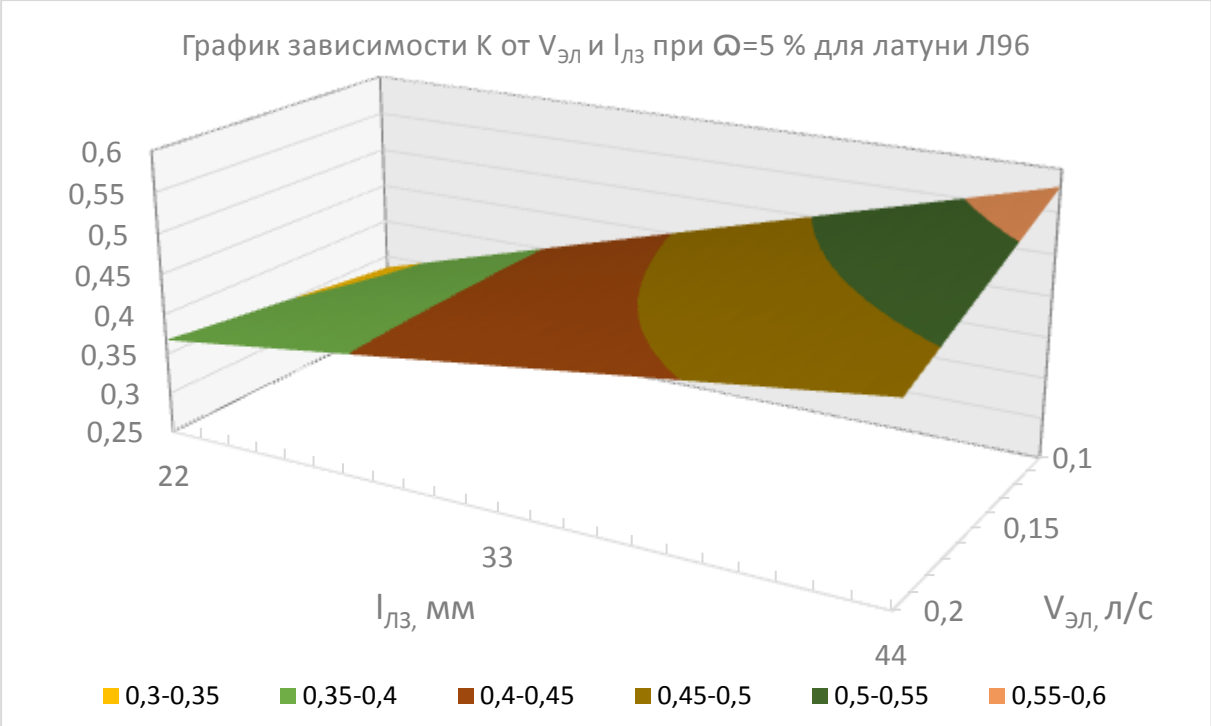


Рис. 7. График зависимости K, мм от скорости потока электролита *Vэл*, л/с и длины локальной зоны электрода-катода *lлз*, мм при концентрации электролита 5 % для Л96.

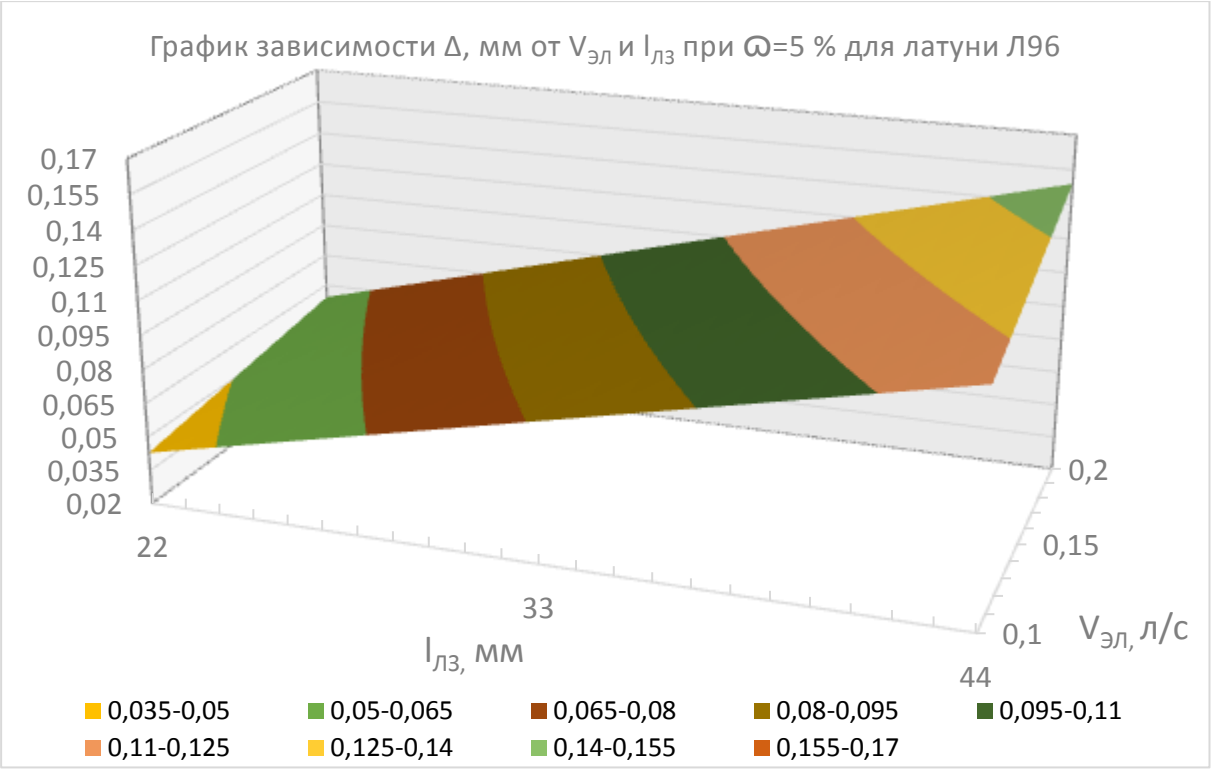


Рис. 8. График зависимости Δ от скорости потока электролита *Vэл*, л/с и длины локальной зоны электрода-катода *lлз*, мм при концентрации электролита 5 % для Л96.

На основании проведенных исследований и изучения процесса локального ПЭПП поверхностей протяженных отверстий были установлены следующие оптимальные режимы полирования труб из меди М3 и латуни Л96 с диаметрами отверстий 24 мм и длиной 100 мм, при обработке за 3 прохода и отступе начала локальной зоны катода от торцов трубки равного 3 мм:

медь:

скорость потока электролита 0,16 л/с;
длина локальной зоны электрода-катода 25 мм;
массовая доля электролитной соли 4 %.

латунь:

скорость потока электролита 0,17 л/с;
длина локальной зоны электрода-катода 25 мм;
массовая доля электролитной соли 4 %.

Математическая обработка полученных данных показывает следующие показатели качества внутренних поверхностей труб из меди М3 и латуни Л96 при установлении оптимальных значений переменных *Vэл*, *lлз* и *ω*.

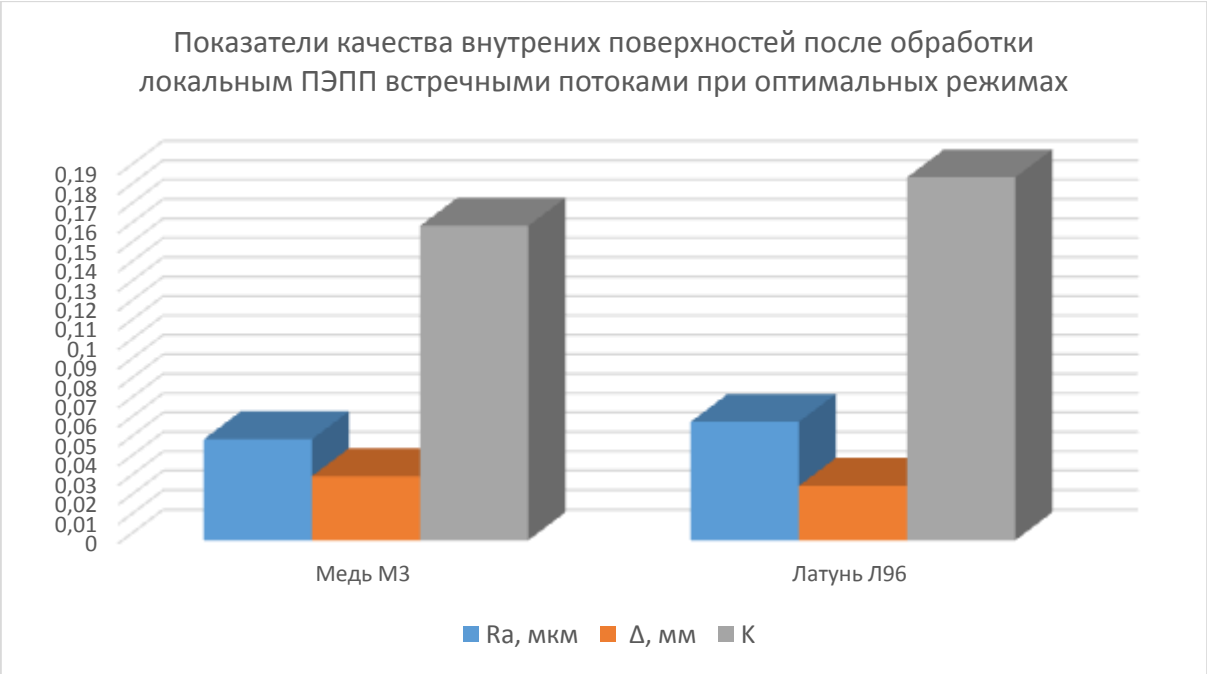


Рис. 9. Параметры качества внутренних поверхностей изделий из меди и латуни, полученные при оптимальных режимах

Выводы

1 Установлены взаимозависимости основных технологических факторов процесса ПЭПП. Разработана физическая модель определения рабочей скорости потока электролита, основанная на уравнении теплового баланса, обеспечивающая стабильность протекания процесса локального ПЭПП и как следствие высокие показатели качества внутренней поверхности по длине.

2 Проведен полнофакторный эксперимент и разработаны модели оптимизации процесса локального ПЭПП протяженных изделий из М3 и Л96, на основании которых получены оптимальные технологические режимы. Проведенные исследования позволили доказать, что при обработке труб-образцов из меди М3 и латуни Л96 длиной 100 мм с диаметром отверстия 24 мм оптимальные значения скорости потока находятся в диапазоне от 0,16 до 0,17 л/с, длина локальной зоны электрода-катода равняется 25 мм, концентрация электролита 4 %.

3 При оптимальных значениях технологических режимов, локальным принудительным электролитно-плазменным полированием труб с начальным уровнем шероховатости внутренних поверхностей Ra = 0,32 мкм нами получено снижение Ra до интервала от 0,06 мкм до 0,09 мкм по длине. Расчетный коэффициент равномерности качества полирования К ≈ 0,23. Установлено, что утонение стенки не превышает значения $\Delta = 0{,}06$ мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Куликов И. С., Ващенко С. В., Каменев А. Я. электролитно-плазменная обработка материалов. – Минск: Беларус. навука, 2010. 232 с.

[2] Григорьев А.И. О переносе энергии и формировании электрического тока в окрестности опущенного в электролит, сильно нагретого протекающим током электрода // Журнал технич. физики. 2004. Т. 74. вып. 5. с. 38–43.

[3] Шаталов В.К., Штокал А.О., Блатов А.А. микроволновое оксидирование поверхностей изделий вне ванны // наука и образование. МГТУ имени Н.Э. Баумана. электрон. журн. 2015. № 3. с. 1–4.

[4] Веселовский А.П., Ушомирская Л.А. Интенсификация технологических процессов изготовления деталей машин при использовании различных видов энергии // металлообработка. 2010. № 2. с. 46–49. ISSN 1684-6702.

[5] Гайсин Ал.Ф., Сон Э.Е. Паровоздушные разряды между струйным электролитическим катодом и металлическим анодом при пониженных давлениях // теплофизика высоких темпер. 2010. Т. 48. вып. 3. с. 470–472.

[6] Грилихес С.Я. Обезжиривание, травление и полирование металлов / под ред. П. М. Вячеславова.: Машиностроение, 1983. 101 с.

[7] Плотников Н.В., Смыслов А.М., Таминдаров Д.Р. К вопросу о модели электролитно-плазменного полирования поверхности // вестник УГАТУ. 2013. Т. 17. No 4 (57). Уфа: Изд-во УГАТУ, 2013. с. 90–95.

[8] Дураджи В.Н., Капуткин Д.Е. Обработка алюминия в электролитной плазме при анодном процессе // машиностроение: сетевой электронный научный журнал. 2015. Т. 3, № 3. с. 38–41.

[9] Новиков В.И. Повышение эффективности изготовления сложно-профильных деталей из легированных сталей методом электролитно-плазменного полирования: диссертация кандидата технических наук: 05.02.07 / Новиков В.И.: СПб. гос. политехн. ун-т. СПб, 2010. 177 с.

[10] Radkevich M.M., Kuzmichev I.S. Technological Principles of Internal Surfaces Finishing by Forced Electrolytic-Plasma Polishing // Key Engineering Materials, ISSN: 1662-9795, Vol. 822, pp 634-639, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.822.634

I.S. Kuzmichev

DEVELOPMENT AND RESEARCH THE FORCED ELECTROLYTIC-PLASMA POLISHING TECHNOLOGY FOR INTERNAL ELONGATED SURFACE FINISHING

St. Petersburg Peter the Great Polytechnic University, Russia

Abstract

This work given to the electrolytic-plasma polishing technology development for elongated foramen internal surface finishing, polishing process rational conditions detection and finishing process parameters optimization for elongated foramen internal surface quality improvement aimed to roughness reduction with rising evenness and processing precision all over the foramen length.

Interdependence of main technological factors, such as flow speed, electric field tension and electrolyte concentration for internal elongated surface quality received by forced electrolytic-plasma polishing process had been established.

The forced electrolytic-plasma polishing technological modes aimed to forming internal elongated surfaces quality had been researched.

The forced electrolytic-plasma polishing physical model, based on regression analysis had been developed.

Significant part of the researches and science materials had obtained at St. Petersburg Peter the Great Polytechnic University. A full-factor experiment and the related calculations are also had made there. Obtained mathematical equations and graphs show the forced electrolytic-plasma polishing main technological factors influences to quality parameters functions of internal elongated surfaces.

Keywords: copper, brass, technology, polishing, internal surface, elongated foramen, electrolyte, plasma, forced, cathode, tenseness, flow speed, quality, roughness, evenness.

REFERENCES

[1] Kulikov I.S., Vashchenko S.V., Kamenev A.Y. Electrolitho-plazmennaya obrabotka materialov. Minsk, Belarus. navuka, 2010. 232 s. (rus.) ISBN 978-985-08-1215-5.

[2] Grigoriev A.I. O perenose energii i formirovanii elekticheskogo toka v okrestnosti opushchennogo v elektrolit, silno nagretogo protekayushchim tokom elektroda. Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. 2004. T. 74. Vyp. 5. s. 38–43. (rus.)

[3] Shatalov V.K., Shtokalo A.O., Blatov A.A. Mikrodugovoie oksidizovanie poverkhnosteii izdelee vne vanny. Nauka i Obrazovaniye. MGTU im. N.E. Baumanf. Elektron. zhurn. 2015. No 3. s. 1–4. (rus.)
[4] Veselovsky A.P., Ushomirskaya L.A. Intensifikatsiya tekhnologicheskikh protsessov izgotovleniya detaley mashin pri ispolzovanii razlichnykh vidov energii. Metalloobrabotka. 2010. No 2. s. 46–49. (rus.) ISSN 1684-6702.
[5] Gaysin Al.F., Son E.Ye. Parovozdushnyye razryady mezhdu struynym elektroliticheskim katodom i metallicheskim anodom pri ponizhennykh davleniyakh. Teplofizika vysokikh temperatur. 2010. T. 48. Vyp. 3. s. 470–472. (rus.)
[6] Grilihes S.Ya. Obezjirivanie, travlenie I polirovanie metallov / pod red. P.M. Vyacheslava.: Mashinostroenie, 1983. s. 101. (rus.)
[7] Plotnikov N.V., Smyslov A.M., Tamindarov D.R. K voprosu o modeli elektrolitno-plazmennogo polirovaniya poverkhnosti. Vestnik UGATU. T. 17. No 4 (57). Ufa: UGATU, 2013. s. 90–95. (rus.)
[8] Duradzhi V.N., Kaputkin D.E. Obrabotka alyuminiya v elektrolitnoy plazme pri anodnom protsesse. Mashinostroyeniye: setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal. 2015. T. 3. No 3. s. 38–41. (rus.)
[9] Novikov V.I. Povysheniye effektivnosti izgotovleniya slozhno-profilnykh detaiey iz legirovannykh staley metodom elektrolitno-plazmennogo polirovaniya: Dis-sertatsiya kandidata tekhnicheskikh nayk: 05.02.07 / Novikov V.I. St-Peterb. gos. politekhn. un-t. Sankt-Pe-tersburg, 2010. s. 177. (rus.)
[10] Radkevich M.M., Kuzmichev I.S. Technological Principles of Internal Surfaces Finishing by Forced Electrolytic-Plasma Polishing // Key Engineering Materials, ISSN: 1662-9795, Vol. 822, pp 634-639, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.822.634

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование:
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. - СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-32
УДК. 621.737.79

М.М. Радкевич[1], И.С. Кузьмичев[2]

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОГО ПОЛИРОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ПРОТЯЖЕННЫХ ОТВЕРСТИЙ



[1]Михаил Михайлович Радкевич – д.т.н., профессор.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург.
Тел.: +7(921)7441810, E-mail: radmich@mail.ru



[2]Кузьмичев Иван Сергеевич – аспирант.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Россия, Санкт-Петербург.
Тел.: +7(921)5727650, E-mail: Megavolt2020@yandex.ru

Аннотация

Данная работа посвящена проектированию рациональных схем осуществления технологии обработки поверхности протяженных отверстий и разработке, изготовлению специальных приспособлений для реализации технологии принудительного электролитно-плазменного полирования.

В работе изучены физико-технические закономерности при различных схемах принудительного электролитно-плазменного полирования и их технологические возможности формирования качества поверхности протяженных отверстий.

Разработан технологический процесс локального принудительного электролитно-плазменного полирования и определены рациональные режимы обработки внутренних поверхностей деталей из меди М3, латуни Л96.

Ключевые слова: специальное приспособление, принудительно, полирование, технология, медь, латунь, внутренняя поверхность, протяженное отверстие, электролит, плазма, электрод-катод,

напряженность, скорость потока, качество, шероховатость, равномерность полирования поверхности.

Введение

В современном машиностроении одним из эффективных способов полирования внутренних поверхностей является электрохимическая обработка, поскольку является менее трудоемкой и производительной.

Однако промышленное применение электрохимического полирования сдерживается по причине использования полирующих растворов, которые трудно утилизировать и наносят вред окружающей среде.

Несмотря на это, электрохимические технологии применяют на всех этапах изготовления деталей, начиная от получения заготовок и заканчивая их отделочной обработкой.

В то время, когда к полированным изделиям предъявляются жесткие требования по к качеству обработки, повышению производительности, экологичности, использование малотоксичных технологий является актуальной задачей.

К таким технологиям можно отнести электролитно-плазменное полирование (ЭПП). При электролитно-плазменном полировании используются водные растворы неорганических солей, а кроме того, являясь многофункциональной технологией. Данная технология обеспечивает одновременно очистку поверхности, удаление мелких заусенцев, что очень важно при подготовке поверхностей перед нанесением покрытий. Этот метод можно отнести к перспективным, экологически чистым технологиям финишной обработки [1].

Вместе с тем, необходимо отметить, что наряду с преимуществами электролитно-плазменного полирования имеется существенное ограничение, которое заключается в невозможности обработки внутренних поверхностей изделий с использованием технологической схемы, при которой происходит погружение заготовки-анода в электролит ванны-катода.

Актуальность

Технологические трудности изготовления, связанные с полированием внутренних поверхностей протяженных сквозных отверстий, имеют место при обработке таких изделий как трубки топливных систем, цилиндры поршневых приводов, элементов волноводной техники, гладких ружейных стволов и многих других. Решение данной проблемы представляет собой научно-технический интерес и является актуальной задачей.

Таким образом, тематика данной работа посвящена исследованию электролитно-плазменного полирования с целью разработки способа

достижения значительного улучшения качества, выраженного параметром шероховатости, точностью и степенью равномерности полирования по длине обрабатываемых внутренних поверхностей протяженных изделий.

Цель работы

Разработать технологический процесс обработки внутренней поверхности протяженных отверстий при различных технологических схемах, изучить физико-технологические закономерности принудительного электролитно-плазменного полирования и его основные параметры, влияющие на формирование качества поверхности протяженных отверстий, спроектировать специальные приспособления для реализации процесса принудительного электролитно-плазменного полирования и определить рациональную технологическую.

Метод исследования

Анализ литературных источников и лабораторные эксперименты позволили изучить технологические особенности процесса электролитно-плазменного полирования и определить основные технологические факторы, обеспечивающие высокое качество обработки.

Это позволило нам предложить принципиально новую схему электролитно-плазменного полирования, которая учитывает особенности образования пароплазменной оболочки при обработке протяженных отверстий. Для этого было спроектировано и изготовленное приспособление, с помощью которого осуществляется принудительное электролитно-плазменное полирование и обеспечивает процесс инициации пароплазменной оболочки исключительно на внутренних поверхностях изделия [2, 3].

Схема принудительного электролитно-плазменного полирования отверстия протяженной детали представлена на рис. 1.

Предлагаемая схема отличается тем, что с целью обработки протяженных сквозных отверстий и получения равномерности полирования по длине обрабатываемых поверхностей, инструмент – электрод-катод выполняют эквидистантным отверстию заготовки-анода, а электролит прокачивают через межэлектродный зазор, образованный анодом и катодом, со скоростью, обеспечивающей процесс пленочного кипения на внутренней поверхности.

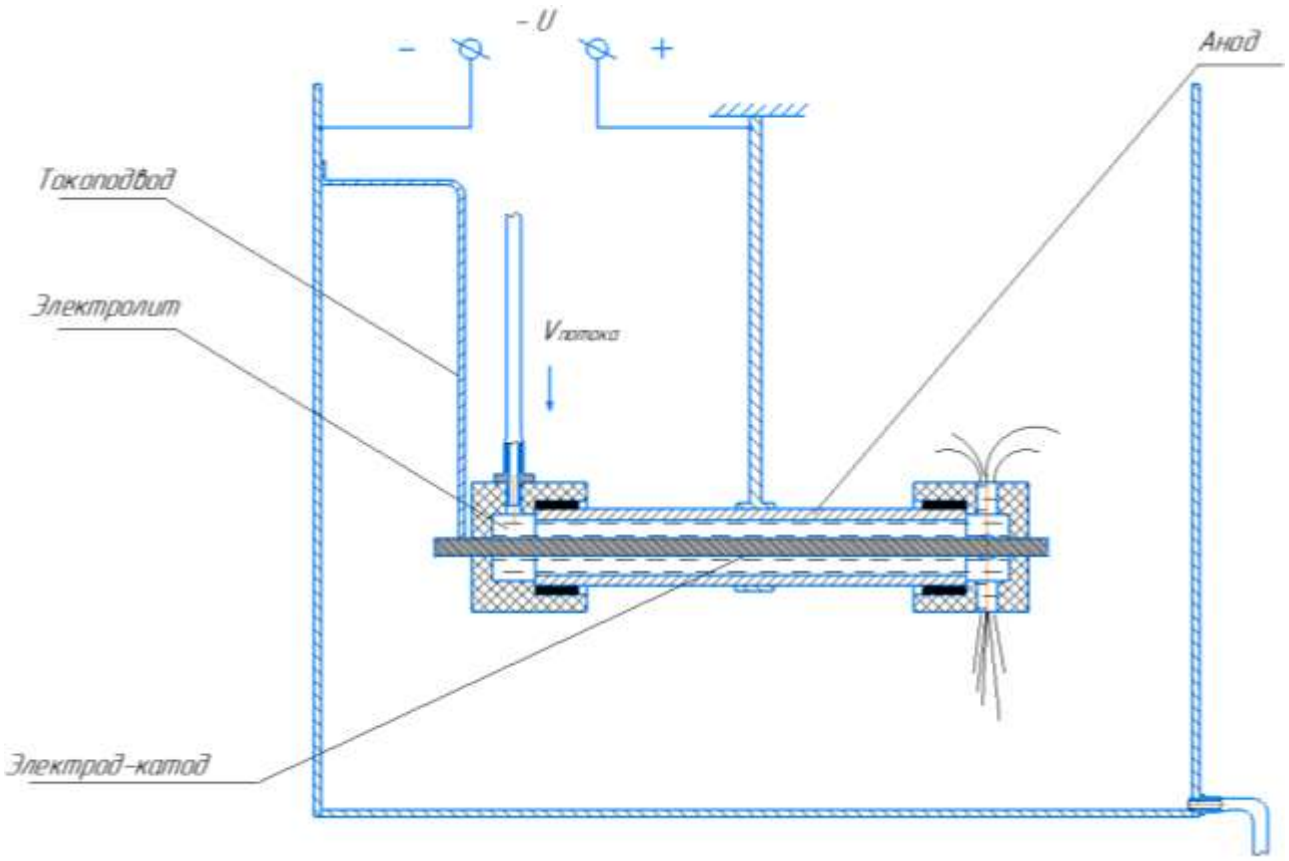


Рис. 1. Схема ПЭПП внутренней поверхности протяженного изделия

При проведении опытов по полированию образцов был выявлен недостаток данной схемы, который выразился в снижении качества обработки в средней части обрабатываемого отверстия, по причине нарушения сплошности пароплазменной оболочки [4, 5].

Исследования влияния режимов процесса полирования на качество обработки отверстий по данной схеме были выбраны медные М3 и латунные Л96 трубки длиной 70, 100, 150 мм и диаметром отверстия 16, 24 мм.

Исходное значение шероховатости внутренних поверхностей для всех трубок равнялось Ra ≈ 0,32 мкм. Обработка трубок длиной 100 мм и диаметром 24 мм осуществлялась при следующих режимах процесса.

В результате проведения экспериментов по полированию трубок из меди и латуни длиной 100 мм и диаметром отверстия 24 мм была получена шероховатость Ra от 0,26 мкм до 0,15 мкм по длине, расчетный коэффициент равномерности качества по длине отверстия К = 0,64, величина утонения толщины стенки, на участках где происходит подвод и слив электролита, составила Δ = 1 мм.

Установлено, что утонение вызвано эффектом анодного растворения. Для сохранения точности отверстия (первоначальной геометрии) трубки

необходимо минимизировать влияние процесса анодного растворения на торцах.

На рис. 2. приведены фотографии поверхности изделия исходной и окончательной шероховатости поверхности.

а) *б*) *в*)

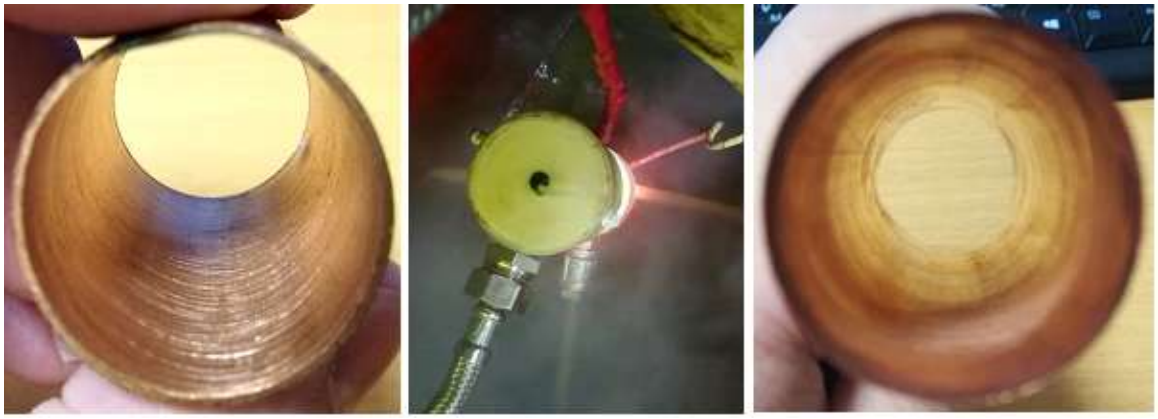


Рис. 2. Вид поверхности детали: *а)* до обработки, *б)* обработка, *в)* после обработки

При реализации схемы полирования при которой электролит протекает в одном направлении и подается в приспособление под углом наблюдается искажение геометрии трубок на торцах, что связанно с процессом неравномерного анодного растворения стенки полируемого образца [6, 7].

Для исключения данного дефекта была предложена новая схема ПЭПП встречными потоками. Растворение стенки вблизи торцов обусловлено нетехнологичным способом подачи электролита в межэлектродный зазор. Направление захода электролита в обрабатываемое отверстие осуществлялось под углом 90°. В силу этого равномерность качества полирования находится на низком уровне поскольку имела место локализация потока электролита на отдельных участках отверстия, где интенсифицировался процесс анодного растворения.

Предлагаемая схема ПЭПП встречными потоками исключает данный недостаток. Неравномерное качество полирования и растворение стенок вблизи торцов удалось компенсировать посредством разделения потока на два встречных и подвода электролит через оба корпусных элемента специальной оснастки. Помимо этого, нами предложено подавать электролит параллельно оси обрабатываемого отверстия (под углом 0°) для минимизации эффекта анодного растворения внутренней поверхности, тем самым повышая точность обработки. Схема представлена на рис. 3.

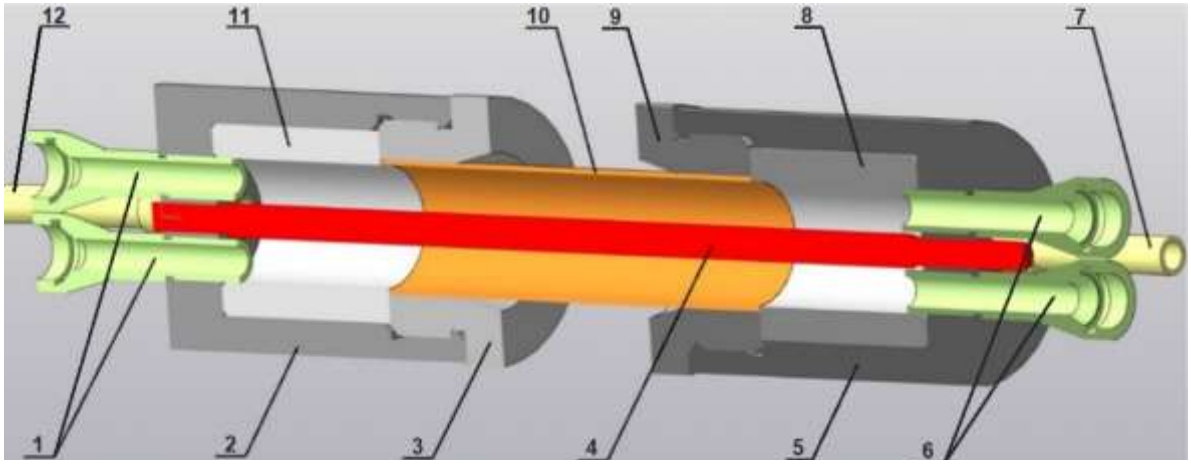


Рис. 3. Специальное приспособление для ПЭПП отверстий встречными потоками

Элементы специального приспособления ПЭПП встречными потоками:
1, 6 – входные штуцера; 2 – левый диэлектрический корпус; 3, 9 – фиксирующие фланцы; 4 – электрод-катод; 5 – правый диэлектрический корпус; 7, 12 – сливные штуцера; 8, 11 – переходные втулки; 10 – деталь-анод.

Обработка новой серии трубок из М3 и Л96 с такими же начальными характеристиками, применяя новую доработанную схему ПЭПП встречными потоками, осуществлялась при тех же режимах процесса. В результате были получены следующие результаты: шероховатость Ra от 0,17 мкм до 0,13 мкм по длине, расчетный коэффициент равномерности качества по длине отверстия К = 0,47. Утонение стенки вблизи торцов уменьшилось до $\Delta = 0{,}3$ мм.

На рис. 4. приведены фотографии поверхности изделия исходной и окончательной шероховатости поверхности.

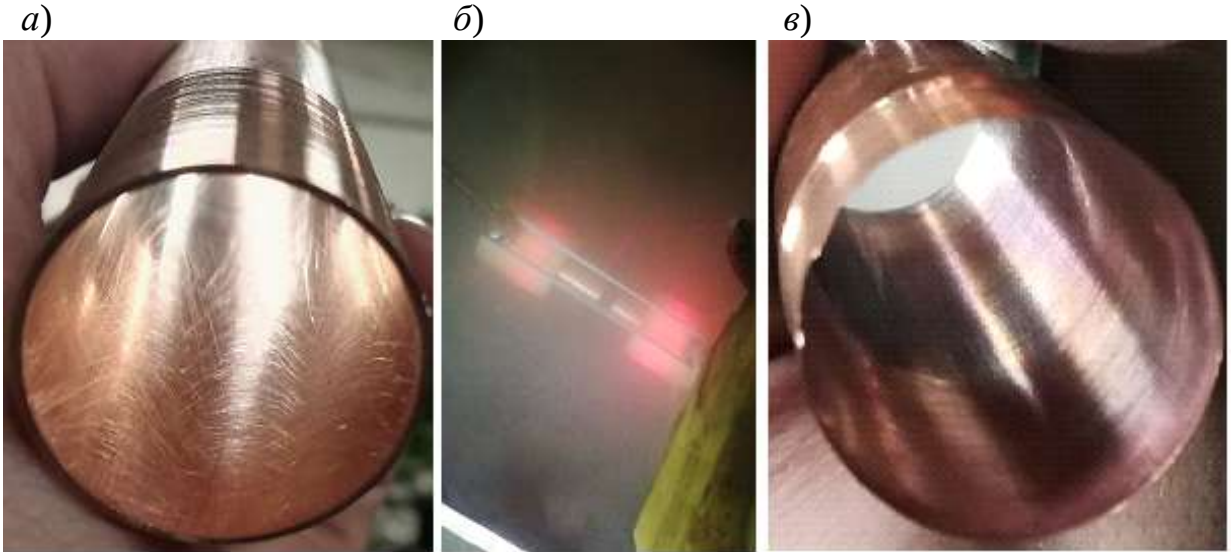


Рис. 4. Вид поверхности детали: *а)* до обработки, *б)* обработка, *в)* после обработки

В ходе отработки режимов принудительного электролитно-плазменного полирования встречными потоками выявлено технологическое ограничение разработанной схемы. При увеличении отношения длины заготовки к диаметру ее отверстия (L > 5d) показатель критерия равномерности качества полирования заметно ухудшается.

Разработанным ранее схемам ПЭПП, суть которых заключается в соосном позиционировании электрода-катода внутри трубчатой заготовки-анода, см. рис. 1, 3 и 5, была предложена альтернативная схема, представленная на рис. 6.

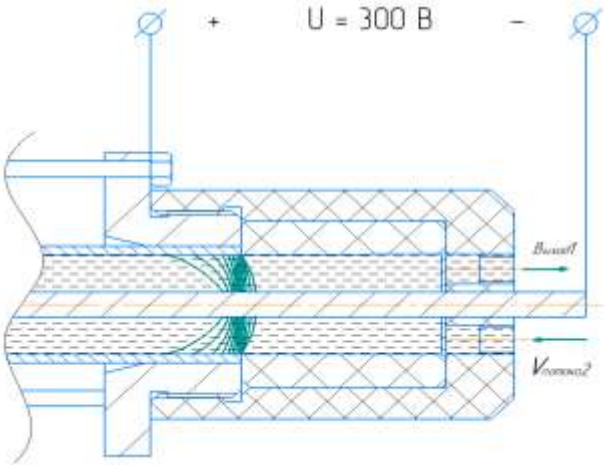


Рис. 5. Иллюстрация неравномерного распределения линий напряженности электрического поля по длине обрабатываемого отверстия при схемах ПЭПП

Для обеспечения равномерности уровня напряженности электрического поля на внутренних поверхностях заготовки нами предложена схема локального ПЭПП встречными потоками [8].

При этом обработка осуществляется за несколько проходов. Рабочая зона обработки перемещается от начала заготовки по направлению к выходу. Количество проходов назначается в зависимости от длины заготовки.

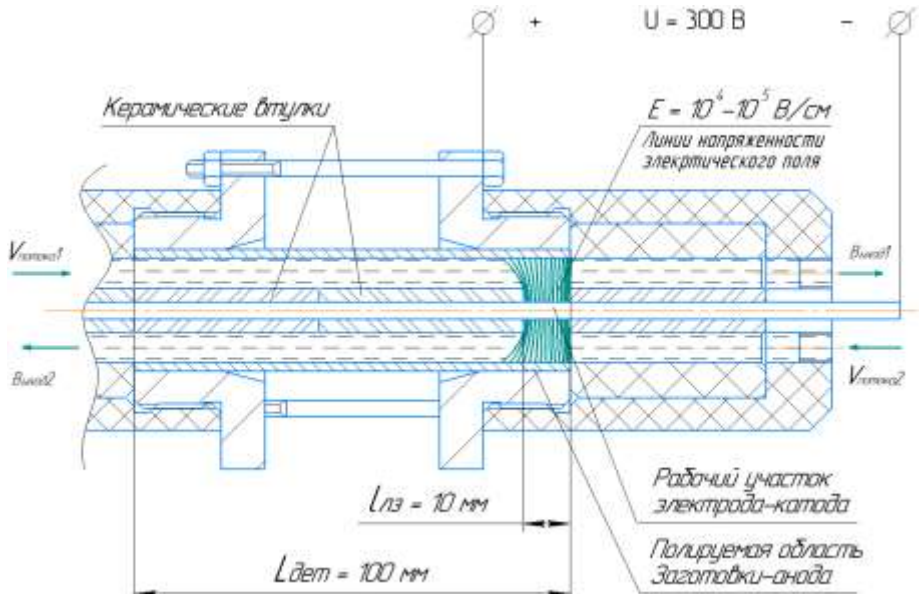


Рис. 6. Схема локального ПЭПП встречными потоками

Новая опытная модель альтернативной схемы локального ПЭПП встречными потоками позволяет реализовать финишную обработку внутренних протяженных поверхностей, обеспечивающей высокий уровень равномерности качества поверхностей по всей длине обрабатываемого отверстия. Новая схема реализации ПЭПП, также обеспечивает стабильное образование пароплазменной оболочки в межэлектродном зазоре обрабатываемого отверстия и сводится к пошаговой обработки внутренних поверхностей по всей длине заготовки, путем изолирования проводящих поверхностей электрода-катода керамическими втулками, сокращая при этом рабочую зону до 10 – 50 мм. [9, 10].

Таким образом, обеспечивается постоянство значений электрического поля по уровню и напряженности на локальном участке площади обрабатываемых внутренних поверхностей, что способствует поддержанию стабильной пароплазменной оболочки на заданном участке обрабатываемого отверстия. Это в свою очередь, позволяет полировать отверстий любой протяженности благодаря перемещению изолирующих втулок, с каждым шагом, открывая новую локальную зону электрода-катода.

Схема локального ПЭПП встречными потоками представлена на рис. 7.

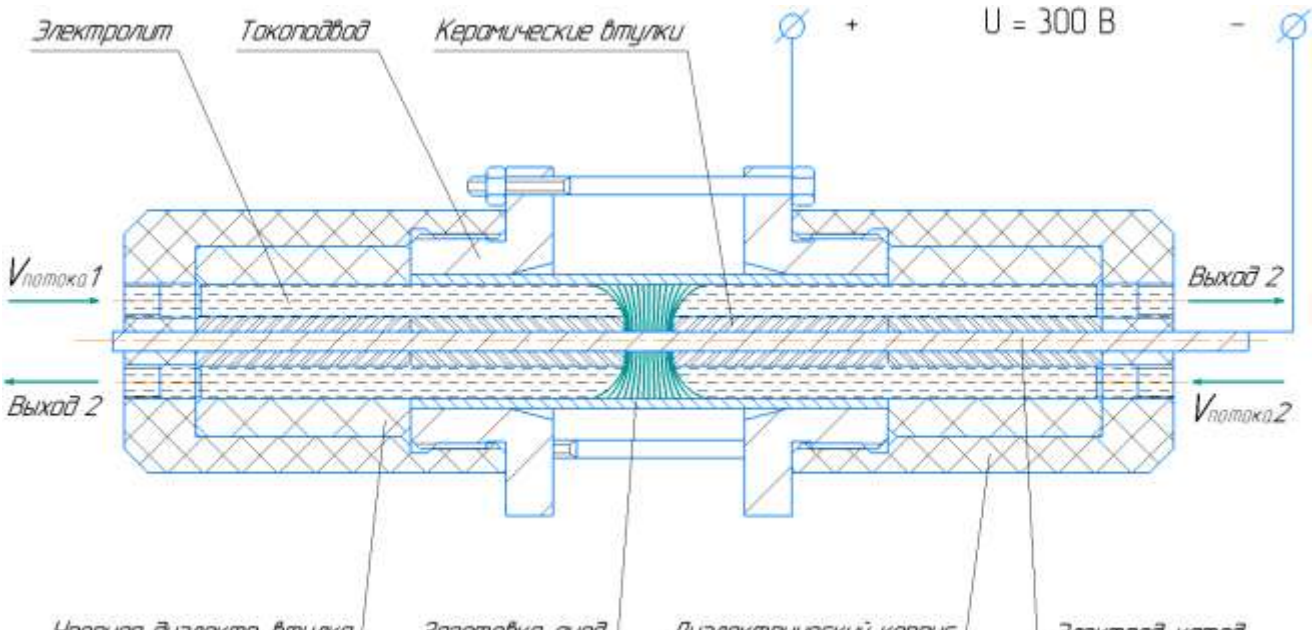


Рис. 7. Специальное приспособление для локального ПЭПП встречными потоками

Конструкция входных и выходных штуцеров позволяет минимизировать неравномерное поступления жидкости и равномерно распределить электролит в объеме зоны обработки. Корпусные элементы и фиксирующие фланцы токоподводы обеспечивают фиксацию электрода-катода и заготовки-анода. Переходные упорные втулки обеспечивают базирование заготовки по торцу и закрепление труб разных диаметров. Керамические втулки обеспечивают настройку длины локальной (рабочей) зоны электрода-катода.

В результате проведения экспериментов по полированию трубок были получены значения шероховатости Ra от 0,06 мкм до 0,09 мкм по длине, расчетный коэффициент равномерности качества по длине отверстия К = 0,23, утонение стенки, по всей длине трубки, не превышает значения $\Delta = 0{,}06$ мм.

На рис. 8 приведены фотографии поверхности изделия исходной и окончательной шероховатости поверхности.

а) *б*)



Рис. 8. Вид поверхности детали: *а)* до обработки, *б)* после обработки

На рис. 9. приведены фотографии процесса локального принудительного электролитно-плазменного полирования в три прохода.

а) *б*) *в*)



Рис. 9. Полирование по технологии локального ПЭПП в три прохода:
а) первый проход, *б)* второй проход, *в)* третий проход

Технологический процесс локального ПЭПП позволяет снять ограничение по длине обрабатываемого отверстия, при этом обеспечивает показатели критерия равномерности качества К ≈ 0,25 вне зависимости от длины обрабатываемого отверстия, значительно превосходящие результаты, полученные при использовании предыдущих схем ПЭПП.

Выводы

1. Разработана принципиально новая технология принудительного электролитно-плазменного полирования, а также специальное приспособление, обеспечивающие процесс полирования медных и латунных трубок длиной 100 мм и диаметром отверстия 24 мм. Получаемые значения шероховатости составляют 0,26 - 0,15 мкм.
2. Усовершенствованная схема ПЭПП встречными потоками улучшила результаты. Достигнута значение Ra 0,17 - 0,13 мкм. Коэффициент равномерности качества по длине отверстия равен К = 0,47.
3. Технология локального ПЭПП исключает ограничение по протяженности обрабатываемого отверстия, при этом обеспечивает показатели качества значительно превосходящие результаты, полученные при использовании предыдущих схем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Корнеев А.Е., Громов А.Ф., Кисилев А.М. влияние δ-феррита на свойства мартенситных сталей // Металловедение и термическая обработка металлов. 2013. № 8. с. 46-50.

[2] Куликов И. С., Ващенко С. В., Каменев А. Я. Электролитно-плазменная обработка материалов. – Минск: Беларус. навука, 2010. 232 с.

[3] Ушомирская Л.А., Кузьмичев И.С. Финишная технология обработки внутренних поверхностей потоком смеси парогазовых компонентов при повышенном напряжении. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 5-й Международной научно-практической конференции. / Под редакцией А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2016. – 1445 с.; УДК. 621.737.79

[4] Словецкий Д.И., Терентьев С.Д. Параметры электрического разряда в электролитах и физико-химические процессы в электролитной плазме // химия высоких энергий. 2003. Т. 37. № 5. с. 355–362.

[5] Кузьмичев И.С., Ушомирская Л.А., Шмельков А.В., Сысоев И.А. Финишная технология обработки сквозных прямоосных, глубоких, цилиндрических отверстий в металлических изделиях принудительным электролитно-плазменным полированием. Научно-

производственный журнал «Металлообработка». АО «Издательство "Политехника"». №3 (99)/2017. – 70 стр. УДК. 621.719.048.4. ISSN 1684-6702.
[6] Суминов И.В., Белкин П.Н., Эпельфельд А.В., Людин В.Б., Крит Б.Л., Борисов А.М. Плазменно-электролитическое модифицирование поверхности металлов и сплавов. М.: техносфера, 2011. с. 464.
[7] Гайсин Ал.Ф., Гайсин А.Ф., Гайсин Ф.М. Многоканальный разряд между твердым и электролитическим электродами в процессах модификации материалов при атмосферном давлении // «Низкотемпературная плазма в процессах нанесения функциональных покрытий». научно-техническая конференция с элементами школы: сборник статей / казанский государственный технологический университет. Казань: Изд-во КГТУ, 2010. с. 9–20.
[8] Попов А.И., Тюхтяев М.И., Радкевич М.М., Новиков В.И. Анализ тепловых явлений при струйной фокусированной электролитно-плазменной обработке, Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 4(254)’ 2016, с. 141. УДК. 621.78, DOI:10.5862/JEST.254.15
[9] Гайсин Ал.Ф., Сон Э.Е. Паровоздушные разряды между струйным электролитическим катодом и металлическим анодом при пониженных давлениях // теплофизика высоких температур. 2010. Т. 48. вып.3. с. 470–472.
[10] Ushomirskaya L.U., Baron Yu.M., Kuzmichev I.S. Design of Special Device for the Forced Electrolytic-Plasma Polishing of Internal Surfaces by Counter Flows // Key Engineering Materials, ISSN: 1662-9795, Vol. 822, pp 610-616, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.822.610

M.M. Radkevich, I.S. Kuzmichev

DESIGNING THE SPECIAL DEVICES USED FOR INTERNAL SURFACE FORCED ELECTROLYTIC-PLASMA POLISHING TECHNOLOGY IMPLEMENTING

St. Petersburg Peter the Great Polytechnic University, Russia

Abstract

This work given to designing forced electrolytic-plasma polishing rational implement conditions aimed to forming internal elongated surfaces quality and special devices manufacturing for proposed technology.

The forced electrolytic-plasma polishing physical and technological process aspects aimed to forming internal elongated surfaces quality had been researched.

Special devices for implementing the forced electrolytic-plasma polishing process had been designed.

The forced electrolytic-plasma polishing technological process rational modes for internal surface finishing of copper and brass elongated details has been established.

Keywords: special device, forced, polishing, technology, copper, brass, internal surface, elongated foramen, electrolyte, plasma, cathode, tenseness, flow speed, quality, roughness, evenness.

REFERENCES

[1] Korneev A.E., Gromov A.F., Kiselev A.M. Vliianie δ-ferrita na svoiistva martensitnykh staleii. Metallovedeniie i termicheskaiia obrabotka stalii. 2013. No 8. s. 46-50. (rus.)

[2] Kulikov I.S., Vashchenko S.V., Kamenev A.Y. Electrolitho-plazmennaya obrabotka materialov. Minsk, Belarus. navuka, 2010. s. 232. (rus.) ISBN 978-985-08-1215-5.

[3] Ushomirskaya L.A., Kuzmichev I.S. Finishnaya tehnologiya obrabotki vnutrennih poverhnostei potokom smesi parogazovih komponentov pri povishennom napryajenii. Sovremennoe mashinostroenie: Nauka I obrazovanie: materiali 5 mejdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferencii. / Pod redakciei A.N. Evgrafova i A.A. Popovicha. – SPb.: Izd-vo Polytehnicheskogo universiteta, 2016. – 1445 s.; UDK. 621.737.79. (rus.)

[4] Slovetsky D.I, Terentyev S.D. Parametry elektricheskogo razryada v electrolitakh I fiziko-khimicheskiye protsessy v electrolitnoy plasma. Khimiya vysokikh energy. 2003, T. 37, No 5. s. 355–362. (rus.)

[5] Kuzmichev I.S., Ushomirskaya L.A., Shmelkov A.V., Sysoev I.A. Linear, inner, lengthy surfaces finishing using the forced-flow electrolyte-plasma process for metal products. Nauchno-proizvodstvennii jurnal “Metalloobrabotka”. AO «Izdatel’stvo “Politehnika”». №3 (99)/2017. – 70 str. (rus.) ISSN 1684-6702.
[6] Suminov I.V, Belkin P.N, Epelfeld A.V., Lyudin V.B, Crete B.L, Borisov A.M. Plasmenno-electroliticheskoye modifitsirovaniye poverkhnosti metallov i splavov. Moskva: Technosfera, 2011. s. 464. (rus.)
[7] Gysin. Al.F., Gysin A.F., Gysin F.M. Mnogokanalnyy razryad mezhdu therdym i elektroliticheskim elektrodami v protsessakh modifikatsii materialov pri atmosfernom davlenii. «Nizkotemperaturnaya plazma v protsessakn naneseniya funktsionalnykh pokrytiy». Naucchno-tekhnicheskaya konferentsiya s elementami shkoly: sbornik statey / Kazanskiy gosudarstvennyy tekhnologicheskiy universitet. Kazan: Izd-vo KSTU, 2010. s. 9–20. (rus.)
[8] A.I. Popov, M.I. Tyukhtyaev, M.M. Radkevich, V.I. Novikov. The analysis of thermal phenomena occuring under jet focused electrolytic plasma processing, Nauchno-tehnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta, 4(254) Vol., 2016, s. 141. UDK.621.78 (rus.) DOI:10.5862/JEST.254.15.
[9] Gaysin Al.F., Son E.Ye. Parovozdushnyye razryady mezhdu struynym elektroliticheskim katodom I metallicheskim anodom pri ponizhennykh davleniyakh. Teplofizika vysokikh temperatur. 2010. T. 48. Vyp. 3. s. 470–472. (rus.)
[10] Ushomirskaya L.U., Baron Yu.M., Kuzmichev I.S. Design of Special Device for the Forced Electrolytic-Plasma Polishing of Internal Surfaces by Counter Flows // Key Engineering Materials, ISSN: 1662-9795, Vol. 822, pp 610-616, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.822.610

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-33
УДК 678:67.2

В. Г. Мельников[1,2], В.В.Талапов[2]

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПО ФОРМИРОВАНИЮ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ



[1]Мельников Виталий Геннадьевич,
Санкт-Петербургский горный университет
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 328-8282, E-mail: Melnikov_VG@pers.spmi.ru.
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812) 232-0243, E-mail: melnikov@mail.ifmo.ru



[2]Талапов Владислав Валерьевич,
Национальный исследовательский университет ИТМО
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: 89219297104, E-mail: talapov_v_v@mail.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы использования центробежного литья для формирования полимерных композиционных материалов. Определена актуальность внедрения новых методов в производство и факторы, влияющие на механические характеристики изделий из ПКМ. Предложен метод центробежного литья и разработана установка для его апробации. Изготовлены образцы для измерения и сравнения твердости по Shore D, с применением различных методов центрифугирования. Проведен анализ полученных данных и определены дальнейшие направления исследований.

Ключевые слова: твердость, центробежное литье, полимерные композиционные материалы,

Введение

На сегодняшний день при изготовлении изделий все больше преобладает индивидуализация продукции. Растет количество индивидуальных заказов, что приводит к росту мелкосерийной продукции.

В связи с этим на первый план выходит быстрота реакции на запросы заказчика, при невысокой общей стоимости [1]. В связи с этим необходимо постоянно развивать существующие и искать новые подходы для решения этих задач.

Говоря о производстве изделий из полимерных композиционных материалах (ПКМ), а конкретнее о качестве изделий из ПКМ следует учитывать множество факторов, начиная от выбора самой технологий, так и требований к изделию. Например, это могут быть [2]: равномерность структуры, высокие прочностные показатели, стабильность размеров и т.п. В данной статье акцент сделан на обеспечении высоких прочностных показателей, а конкретно твердости по шкале Shore D. Для начала необходимо изучить уже существующие технологии производства изделий из ПКМ. К ним можно отнести: 3D-печать, литье (RRIM (Reinfroced Reaction Injection Molding), центробежное литье, RTM (Resin Transfer Molding), литье под давлением), контактное формование (распыление и выкладка), автоклавное формование, прессование. Выбор конкретных технологий обусловлен их способностью обеспечить современное многообразие форм, которое особенно актуально для мелкосерийного/опытного производства. Данные максимально возможных механических характеристик по перечисленным технологиям представлены в табл. 1.

Таблица 1

Механические характеристики изделий, изготовленных с применением различных технологий [2].

Наименование технологии		3D–печать	Контактное формование	Автоклавное формование	RRIM / SRIM	RTM	Литье под давлением	Центробеж. литье	Прессов.
Материалы	Термореакт.		+	+	+	+	+	+	+
	Термопласт.	+					+	+	
Степень армирования, %		10–45	20–60	20–60	5–25	15–65	20–50	5–25	15–65
Ориентация наполнителя		Ориент	Случ/Ориент	Ориент	Случ	Случ/Ориент	Случ	Ориент	Ориент
Механич. характеристики	Предел прочности при изгибе, МПа	395	264	1810	344	1200	320	122	750
	Модуль упругости при изгибе, ГПа	28.97	9.36	125	13.78	47.5	11	3	64

Исходя из этого можно выделить факторы, влияющие на механические характеристики, которые представлены на рис. 1. Некоторые технологии, такие как автоклавное формование позволяют обеспечить высокие механические характеристики за счет устранения представленных выше причин, но технология является дорогостоящей и требует высокой квалификации при пуско-наладочных работах. Высокий потенциал имеет 3D-печать, т.к. позволяет без изготовления дополнительной оснастки

получать изделия сложных форм, кроме того ведутся работы по созданию ориентированной структуры [3,4] в напечатанных изделиях.

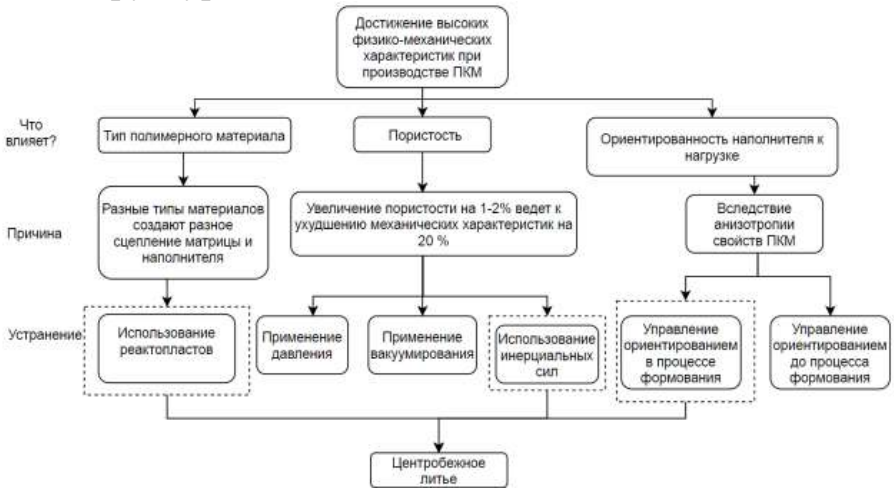


Рис. 1. Факторы, влияющие на достижение высоких механических характеристик

Однако, пористость изделий и использование термопластов, в качестве материала, пока что не позволяют конкурировать с другими технологиями. Одной из потенциальных технологий, для реализации в мелкосерийном производстве может стать центробежное литье. Технология является универсальной и позволяет использовать различные материалы, а воздействие центробежных сил позволяет добиваться ориентированной структуры. Также ввиду простоты технологии может модернизироваться под решение конкретных задач по формированию ПКМ, как, например, в области получения функционально-градиентных материалов [5,6,7]. Центробежное литье, как отмечено на рис. 1, позволяет устранять воздействие негативных факторов на механические характеристики изделия. Однако, однонаправленность воздействия на наполнитель ПКМ также может негативно влиять на механические характеристики, поэтому необходимо разработать и реализовать новые подходы на основе центробежного литья для получения равномерной структуры изделия и, следовательно, повышения его механических характеристик.

Методы

Основная задача – обеспечить увеличение механических характеристик для изделий из ПКМ с помощью технологии центробежного литья. Как было сказано ранее основным недостатком является неоднородность свойств изделия, полученного центробежным литьем.

Предлагаемый способ основан на добавлении дополнительной оси вращения, которая приводит к возникновению силы Кориолиса. Таким

образом, воздействие на наполнитель не является однонаправленным, и возможно получение равномерной структуры.

Система отсчета, в которой проводится работа, является неинерциальной т.е. движущейся относительно инерциальной системы с ускорением. Движение вокруг двух параллельных осей представляет собой сложное движение тела, при котором необходимо рассмотреть движение по отношению к двум системам отсчета. Для этого следует выделить относительное, переносное и абсолютное движение. Относительное движение – движение по отношению к подвижной системе отсчета (вращение вокруг вертикальной оси 6 с угловой скоростью ω_1). Переносное движение, т.е. движение, совершаемое подвижной системой отсчета (вращение вокруг вертикальной оси 7 с угловой скоростью ω_2).

В связи с тем, что вращение вокруг оси 7 придает точке А относительную линейную скорость в виде вектора $\vec{v}_r$, возникает дополнительная сила инерции, называемая силой Кориолиса $\vec{F}_к$. Данная сила является векторным произведением линейной скорости относительного движения $\vec{v}_r$ и угловой скорости переносного движения $\vec{\omega}_2$.

На рис. 2 представлены направления векторов сил, действующих в точке А при вращении вокруг параллельных осей, направленных в разные стороны.

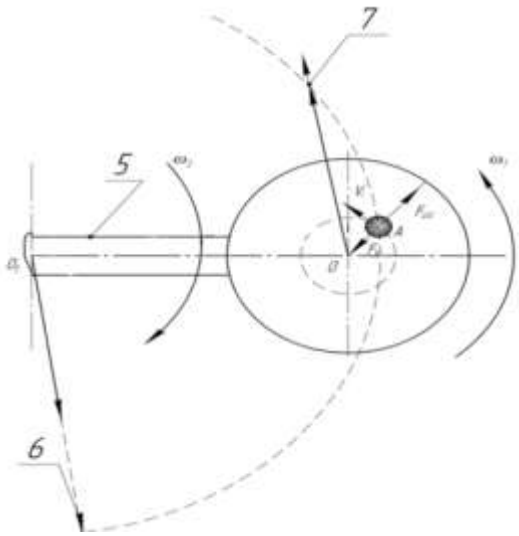


Рис. 2. Распределение векторов сил при вращении вокруг параллельных осей, направленных в разные стороны

Сила Кориолиса $\vec{F}_к$, являющаяся векторным произведением линейной скорости относительного движения $\vec{v}_r$ и угловой скорости переносного движения $\vec{\omega}_2$, направлена к центру оси вращения 7. Таким образом, при заливке материала в форму сперва происходит формирование и дегазация слоя наружной поверхности, вследствие действия центробежных сил. Пропорциональное увеличение линейной скорости относительного

движения $\vec{v}_r$ и угловой скорости переносного движения $\vec{\omega}_2$ приводит к смене положения формированного слоя из точки 1 в точку 2 как показано на рис. 3. Такой подход к формированию изделия позволяет достичь дегазации по всей поверхности отливки без применения вакуумных камер, а также обеспечивает послойное равномерное распределение включений наполнителя, превышающих плотность полимера, что приводит к повышению прочности изделия.

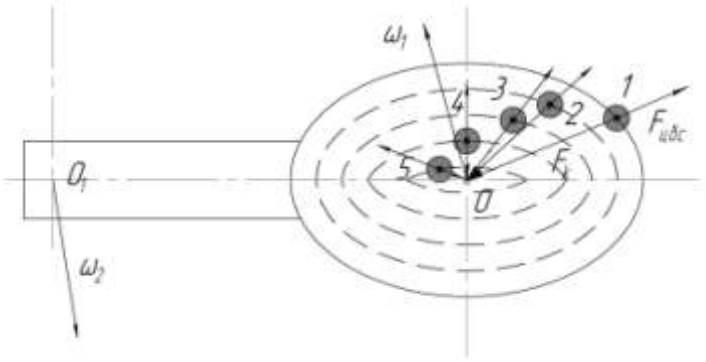


Рис. 3. Изменение положения точки при увеличении силы Кориолиса $\vec{F}_к$

На базе данного метода была разработана установка по формированию ПКМ с использованием двух осей вращения. Схема подключения установки представлена на рис. 4.

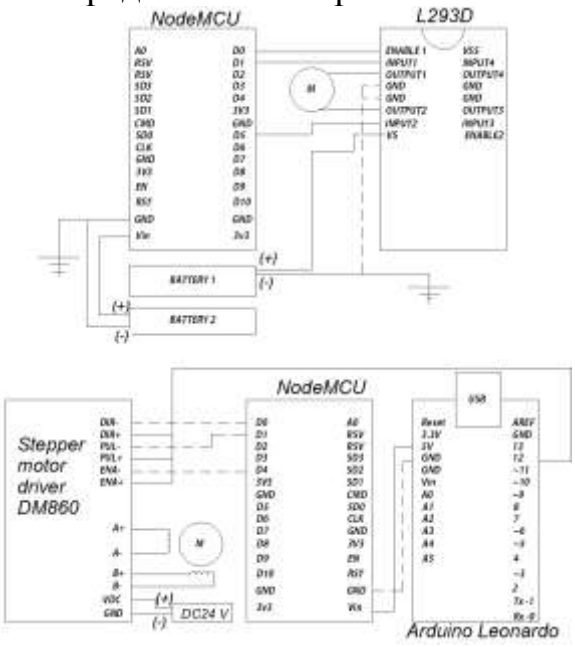


Рис. 4. Схема подключения установки по формированию ПКМ

В основе управления лежат 2 микроконтроллера NodeMCU, позволяющие реализовывать управление вращением двигателей удаленно, как при помощи смартфона, так и веб-сервера. Такая организация работы установки позволяет собирать необходимые данные о работе системы и ее

своевременного техобслуживания [8,9]. Передача вращающего момента происходит напрямую, без применения механических передач, т.к. на этапе тестирования требуется гибкость в настройке оборотов и высокая интенсивность работы [10-11]. Для проверки работоспособности системы изготовлена форма для заливки и, так как решения ориентируется на мелкосерийное производство, то в качестве материала для форм был выбран силикон фирмы MoldMax, серия 14NV. Литье в силиконовые формы позволяет с высокой точностью и быстротой воспроизводить изделие, а эластичность силикона позволяет легко извлекать изделие [12-13], поэтому такой подход дает большие преимущества при изготовлении опытных партий изделий. Дополнительно на 3D-принтере изготовлены мастер-модель и опалубка, в которую непосредственно будет заливаться силикон. Изготовленные компоненты представлены на рис. 5.



Рис. 5. Фотография силиконовой формы (слева сверху), опалубки (внизу слева) и мастер-модели (справа)

Для изготовления образцов в качестве матрицы использовался материал Slow Polycast, а в качестве наполнителя стекловолокно Filler F60. Характеристики данных материалов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Сведения о материале матрицы и наполнителя

Заливочный пластик Slow Polycast	
Наименование	Значение
Вязкость смеси, мПа·с*	80
Рабочее время смеси** при t=22–24°C, мин	4
Отверждение смеси при t=22–24°C, мин	20
Плотность, кг/м^3	980
Твердость по Shore D	70
Наполнитель Filler F60	
Размер стекловолокна, 10^{-6} м	250
Плотность, кг/м^3	700

*– миллипаскаль в секунду единица СИ динамической вязкости, равна сантипуазу (сР, сП);

** – Рабочее время смеси – промежуток времени, после которого начинается процесс полимеризации материала.

Стекловолокно выбрано в качестве наполнителя как наиболее распространенное и дающее большой прирост механических характеристик. Формование образцов происходило на скорости в 300 об/мин, такая скорость вращения позволяет использовать простые по конструкции и недорогие приводы, и является достаточной для оценки влияния на механические характеристики [14, 15]. Всего было изготовлено 15 образцов, по 5 штук в партии. Для каждой партии варьировался метод получения, а именно: классическое центробежное литье, где ось вращения совпадает с осью заготовки; одновременное вращение вокруг собственной и удаленной оси, при этом векторы угловой скорости сонаправлены; одновременное вращение вокруг собственной и удаленной оси, при этом векторы угловой скорости противонаправлены.

Результаты и обсуждение

Сравнение твердости образцов, полученных разными методами центробежного литья, представлено в табл. 3. Измерение твердости осуществлялось по стандарту ASTM D2240 при помощи портативного аналогового дюрометра.

Таблица 3

Твердость образцов, полученных различными методами центробежного литья

Центробежное литье	Твердость, ед. Shore D
	30% армирования
Ось вращения совпадает с центром заготовки	65
Две оси вращения, вектора угловой скорости противонаправлены	85
Две оси вращения, вектора угловой скорости сонаправлены	83

Как видно из полученных данных применение дополнительной оси вращения дало прирост твердости в 20 ед. по шкале Shore D. При этом стоит отметить, что характер направленности векторов угловых скоростей во второй и третьей партии дает практически идентичные результаты. Это обусловлено одинаковыми скоростями вращения приводов, в связи с чем влияние силы Кориолиса недостаточно. Однако, сложение вращений позволяет устранить пористость изделия, за счет чего и увеличиваются механические характеристики. Полученные данные говорят о перспективности используемого подхода для изготовления изделий из ПКМ. Внедрение такого подхода позволит снизить себестоимость изделий

из ПКМ при мелкосерийном производстве и ускорить процесс изготовления по сравнению с другими технологиями, т.к. используется меньшая номенклатура оборудования и не требуется дополнительны этапов (например, предварительной дегазации). Направления дальнейших исследований будут ориентированы на проверку влияния небольших колебаний в процессе вращения и угла поворота формы.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90290.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Абрамян К.В., Помпеев К.П., Тимофеева О. С., Яблочников Е. И. Применение систем моделирования при формировании инженерных компетенций в области цифрового производства. Современное машиностроение: Наука и образование. 2019. С. 1-14.

[2] Талапов В.В., Мельников В.Г. Анализ технологий изготовления изделий из полимерных композиционных материалов и определение критериев их выбора. Металлообработка. 2019. 3(111), С. 40-48

[3] Zhuo P., Li S., Ashcroft I. 3D Printing of continuous fibre reinforced thermoplastic composites. 21st International Conference on Composite Materials. Xi'an, China, August 2017.

[4] Jordan R. Raney, Brett G. Compton. Rotational 3D printing of damage-tolerant composites with programmable mechanics. PNAS Early Edition, 2018. Pp. 1–6.

[5] Hashmi S. R. A., Dwivedi U. K. Estimation of concentration of particles in polymerizing fluid during centrifugal casting of functionally graded polymer composites. Journal of Polymer Research. 2007. 14(1), pp. 75—81.

[6] González C., Vilatela J. J., Molina-Aldareguía J. M., Lopes C. S., Lorca J. L. Structural composites for multifunctional applications: Current challenges and future trends. Progression Material Science. 2017. P. 194—251.

[7] Stabik J., Dybowska A., Chomiak M. Polymer composites filled with powders as polymer graded materials. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2010. 43(1), pp. 153–161.

[8] F. Shrouf, J. Ordieres, G. Miragliotta, Smart factories in Industry 4. 0: A review of the concept and of energy management approached in production based on the Internet of Things paradigm. IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management. 2014. Pp. 697-701.

[9] Javed B., Iqbal M. W. , Abbas H. Internet of Things (IoT) Design Considerations for Developers and Manufacturers.2017. IEEE International Conference on Communications Workshops (ICC Workshops).
[10] Попов А.Н., Полищук М.Н, Пуленец Н.Е. Анализ компоновок испытательных центрифуг. Современное машиностроение: Наука и образование. 2018. С. 769-781.
[11] Каразин В.И., Козликин Д.П., Хисамов А.В. Исследование возможности воспроизведения сверхнизких скоростей на центробежных стендах и выбор компонентов системы. Современное машиностроение: Наука и образование. 2019. С. 169-181.
[12] Головкин А.В., Максютина Е.В. Аддитивные технологии - ключ к решению задач неоиндустрилизации и самозанятости населения в России. Современное машиностроение: Наука и образование. 2016. С. 1111-1119.
[13] Яблочников Е. И., Пирогов А. В., Грибовский А. А. Совместное применение аддитивных технологий и систем виртуального моделирования при подготовке производства полимерных изделий. Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2014. 57(5), С. 72—76.
[14] Талапов В.В., Мельников В.Г. Целесообразность использования малых скоростей вращения при центробежном литье полимерных композиционных материалов. Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2019. 62 (6), С. 561-566
[15] Talapov V.V., Melnikov V.G. Investigation of Low Rotational Speeds Effect during Centrifugal Casting on the Mechanical Properties of Polymer Composites Material. 2020. Mining Industry: Innovations and Prospects for the Development of Materials Science. 7th International Scientific Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering, No. 836, pp. 6-13

V.G.Melnikov[1,2], V.V.Talapov[2]

DEVELOPMENT OF A SYSTEM FOR FORMING POLYMER COMPOSITE MATERIALS

[1] St.Petersburg Mining University, Russia;
[2]ITMO University, Russia.

Abstract

The paper discusses the use of centrifugal casting for forming polymer composite materials. The relevance of introducing new methods into production and the factors affecting on PCM products mechanical characteristics are determined. A centrifugal casting method is proposed and an installation for its

approbation is developed. Samples were made for measuring and comparing Shore D hardness using various centrifugation methods. The analysis of the data obtained is carried out, and further areas of research are identified.

Key words: centrifugal casting, polymer composite materials, hardness.

REFERENCES

[1] Abramyan K.V., Pompeev K.P., Tymofeeva O. S., Yablochnikov E. Y. Practical application of modeling systems for forming engineering competences in the field of digital production. Modern engineering. Science and Education. 2019. P. 1-14.

[2] Talapov V.V., Melnikov V.G. Analysis of manufacturing technologies for products from polymer composite materials and determination of selection criteria. Metallobrabotka. 2019. 3(111), P. 40-48

[3] Zhuo P., Li S., Ashcroft I. 3D Printing of continuous fibre reinforced thermoplastic composites. 21st International Conference on Composite Materials. Xi'an, China, August 2017.

[4] Jordan R. Raney, Brett G. Compton. Rotational 3D printing of damage-tolerant composites with programmable mechanics. PNAS Early Edition, 2018. P.1–6.

[5] Hashmi S. R. A., Dwivedi U. K. Estimation of concentration of particles in polymerizing fluid during centrifugal casting of functionally graded polymer composites. Journal of Polymer Research. 2007. 14(1), p. 75—81.

[6] González C., Vilatela J. J., Molina-Aldareguía J. M., Lopes C. S., Lorca J. L. Structural composites for multifunctional applications: Current challenges and future trends. Progression Material Science. 2017. P. 194—251.

[7] Stabik J., Dybowska A., Chomiak M. Polymer composites filled with powders as polymer graded materials. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2010. 43(1), pp. 153–161.

[8] F. Shrouf, J. Ordieres, G. Miragliotta, Smart factories in Industry 4. 0: A review of the concept and of energy management approached in production based on the Internet of Things paradigm. IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management. 2014. Pp. 697-701.

[9] Javed B., Iqbal M. W., Abbas H. Internet of Things (IoT) Design Considerations for Developers and Manufacturers.2017. IEEE International Conference on Communications Workshops (ICC Workshops).

[10] Popov A.N., Polishchuck M.N., Pulenetc N.E.. Test centrifug arrangement analysis. Modern engineering. Science and Education. 2018. P. 769-781.

[11] Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khisamov A.V. Study of the possibility of reproducing ultra-low speeds on centrifugal stands and selection of system

components. Modern engineering. Science and Education. 2019. P. 169-181.
[12] Golovkin A.V., Maksyutina E.V. Additive technologies-the key to solving problems of neoindustrialization and self-employment of the population in Russia. Modern engineering. Science and Education. 2016. P. 1111-1119.
[13] Yablochnikov E. Y., Pyrogov A. V., Grybovsky A. A. Joint application of additive technologies and virtual modeling systems in preparation for polymer products production. Journal of Instrument Engineering. 2014. 57(5), P. 72—76.
[14] Talapov V.V., Melnikov V.G. Practicability of using low speed rotation during centrifugal casting for manufacturing polymer composite materials. Journal of Instrument Engineering. 2019. 62 (6), P. 561-566
[15] Talapov V.V., Melnikov V.G. Investigation of Low Rotational Speeds Effect during Centrifugal Casting on the Mechanical Properties of Polymer Composites Material. 2020. Mining Industry: Innovations and Prospects for the Development of Materials Science. 7th International Scientific Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering, No. 836, p. 6-13

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-34
УДК 621.874

К. П. Манжула[1], А.А.Валиулина[2]

МЕСТНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ КРИВОЛИНЕЙНЫХ СТЕНОК ПРИ СЖАТИИ



[1] Константин Павлович Манжула,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: conpaman@gmail.com.



[2] Анастасия Алексеевна Валиулина,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (812)552-8401, E-mail: valiulina96@bk.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы местной устойчивости пластин, изогнутых по радиусу, сжимаемых осевой силой. Исследованы формы потери устойчивости, влияние геометрических параметров и условий закрепления пластин по ненагруженным сторонам на потерю и критические напряжения местной устойчивости. Получены расчетные зависимости критических напряжений местной устойчивости в зависимости от условий закрепления и геометрических параметров пластины.

Ключевые слова: криволинейная пластина, местная устойчивость, критические напряжения, условия закрепления.

Введение

Наиболее распространенными элементами стальных конструкций являются сплошностенчатые составные стержни и балки. И те, и другие имеют в своем составе стенки и пояса. В стержнях сечения стенок и поясов могут быть в разных соотношениях, так как это принципиально не влияет

на массу. В балках стенки выполняют более тонкими с целью снижения массы. При работе на сжатие или сжатие с изгибом определяющим критерием несущей способности, как правило, является обеспечение местной устойчивости, чаще всего стенок [1, 2]. Для повышения местной устойчивости стенок и поясов их подкрепляют продольными и поперечными ребрами, что увеличивает их массу и трудоемкость изготовления [3-6]. Одним из путей снижения металлоемкости балок является гофрирование их стенок. Такие стенки получили широкое распространение в строительных конструкциях [7, 8]. Толщину гофрированных стенок принимают в пределах 2...8 мм, что обеспечивает им все преимущества, определяемые тонкостенностью. Недостатком их является то, что они повышают жесткость только в поперечном направлении, но не дают эффекта при преимущественном продольном сжатии. В последнем случае нагружения предложены стенки с продольными гофрами [9], нашедшие широкое применение, например, в вагонах.

В металлических конструкциях кранов стенки с гофрами распространения не получили, из-за сложного характера нагружения, широкой номенклатуры геометрических размеров и форм, низкой серийности изготовления (стенки с продольными гофрами изготавливают прокаткой) [10].

Одним из эффективных путей повышения местной устойчивости стенок является придание им криволинейной формы относительно продольной оси. Эффективность использования в балках коробчатого сечения стенок, изогнутых по радиусу, доказана в работах [11-14]. Критические напряжения местной устойчивости стенок в таких балках повышаются в 2-3 раза [11]. В научной литературе практически отсутствуют исследования местной устойчивости пластин, искривленных по радиусу. Исключением является стандарт [15].

При аналитическом решении задач местной устойчивости пластину рассматривают шарнирно опертой или защемленной по контуру, или опирающейся на комбинацию этих условий по сторонам. Фактически пластина имеет промежуточные условия упругого опирания по сторонам.

В настоящей работе исследуется влияние условий закрепления пластин по сторонам на критические напряжения местной устойчивости, а также влияние на них геометрических размеров пластин.

Устойчивость шарнирно опертых по контуру пластин

На первом этапе исследовались плоские и изогнутые по радиусу R вдоль продольной оси X пластины. Все пластины рассматривались шарнирно опертыми по контуру с приложением сжимающей нагрузки по торцам (рис. 1).

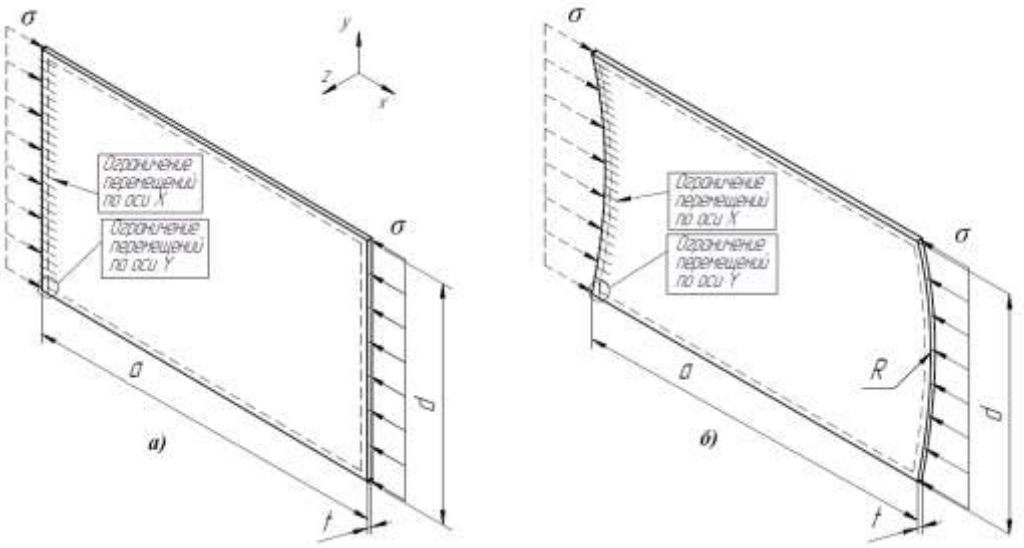


Рис. 1. Схема пластин: *а* — плоская пластина; *б* — изогнутая по радиусу пластина

Устойчивость пластин исследовалась в среде конечно-элементного моделирования и анализа ANSYS. Рассматривались пластины с варьируемыми геометрическими параметрами, представленными в табл. 1.

Таблица 1

Варьируемые геометрические параметры пластин

Геометрический параметр	Значения варьируемых параметров
d, м	0.5, 1, 1.5, 2
a, м	0.5, 1, 2, 3, 4
t, мм	4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 16
R, м	0, 1, 2, 5

При варьировании представленных выше параметров было составлено и исследовано 640 расчетных моделей.

Влияние геометрии на формы потери устойчивости

В процессе исследования фиксировались первая форма потери устойчивости и значение критического напряжения. Результаты исследований позволили сформировать следующие закономерности.

В плоской пластине классическая форма потери устойчивости сохраняется независимо от варьирования высоты пластины d, длины a и толщины стенки t (рис. 2, *а*). При малой кривизне R=5 м пластины (d=0.5 м*;* d/R=0.4) форма потери устойчивости, показанная на рис.2, *б*, сохраняется по мере увеличения длины пластины, но наблюдается затухание выпучиваний к закрепленному торцу. С увеличением высоты

пластины (R=5 м, a = 1 м) до высоты d = 1 м (d/R=0.5) влияние границ снижается и пластина приобретает форму выпучивания, показанную на рис. 3,а. Аналогичная форма потери устойчивости наблюдается у пластины с R=1 м, d=0.5 м, а=1 м и t = 4 мм (d/R=0.5) на рис.3,б. При увеличении высоты пластины область потери местной устойчивости локализуется со стороны приложения нагрузки (рис. 3, в), что можно видеть в пластине с параметрами R=2 м, d=2 м, а=4 м и t = 8 мм (d/R=1). Такая же форма потери устойчивости имеет место при d/R=1.5.

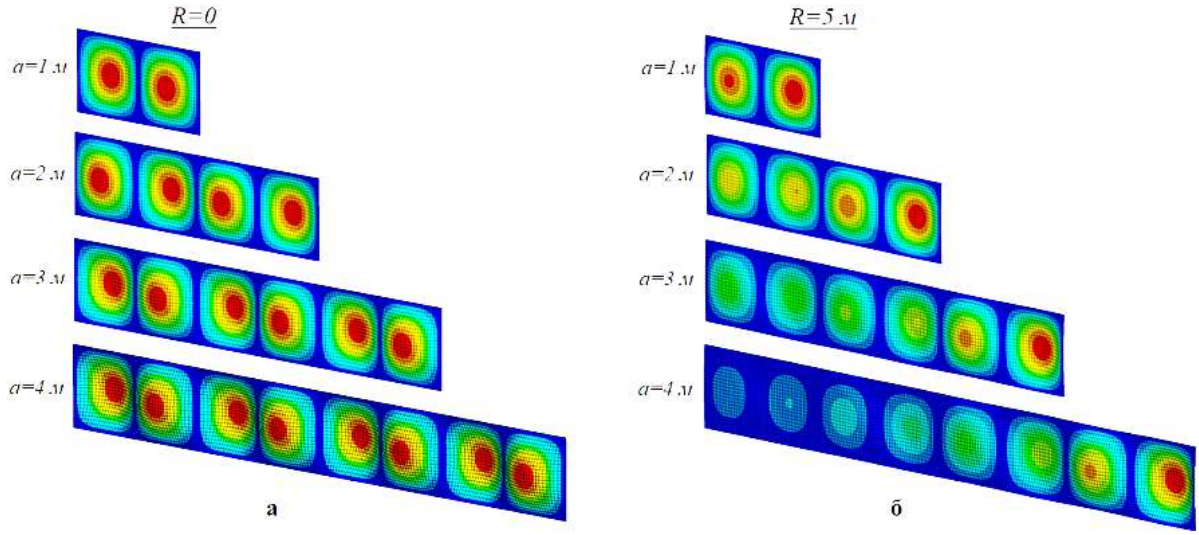
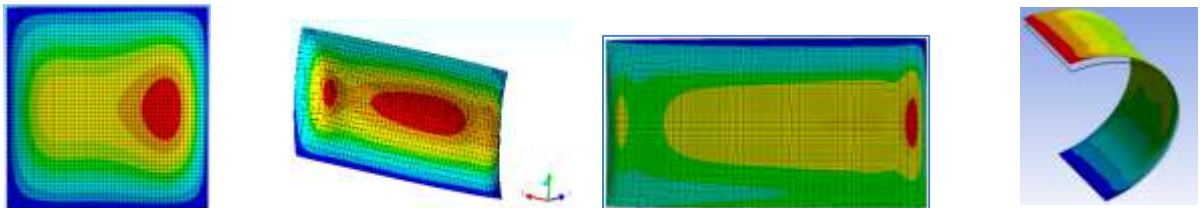


Рис. 2. Формы потери устойчивости пластин при d=0.5 м и t = 8 мм: плоской — а); криволинейной R=5 м — б)

Наконец, при комбинации: высота пластины d=2 м — кривизна пластины R=1 м (d/R=2) пластина теряет общую устойчивость при любой рассматриваемой толщине и длине, как показано на рис. 3, г.



а б в г

Рис. 3. Формы потери устойчивости криволинейной пластины: а) - при R=5 м, d=1 м, а=1 м, и t = 8 мм; б) - при R=1 м, d=0,5 м, а=1 м, и t = 4 мм; в) - при R=2 м, d=2 м, а=4 м, и t = 8 мм; г) - при R=1 м, d=2 м, а=1 м, и t = 8 мм

Анализ форм потери устойчивости пластины, шарнирно опертой по контуру, показывает, что на формы потери устойчивости главным образом влияет отношение высоты пластины к радиусу ее кривизны d/R. При $d/R \le 0.4$ пластина с отношением a/d =1 имеет одну бухтину, число которых растет пропорционально росту отношения a/d. При $d/R \approx 0.5$ форма бухтины смещается от центрального положения по длине к торцу.

При $d/R \approx 2$ (высокая пластина) происходит потеря общей устойчивости пластины.

Влияние геометрических параметров на критическое напряжение

Изменение геометрии пластины по-разному влияет на критическое напряжение $\sigma_{кр}$ устойчивости пластин, шарнирно опертых по контуру. Длина пластины, в форме отношения a/d, как и следовало ожидать, практически не влияет на критическое напряжение $\sigma_{кр}$. На рис. 4 и 5 показано влияние относительной длины a/d пластины для различных толщин t от 4 до 16 мм.

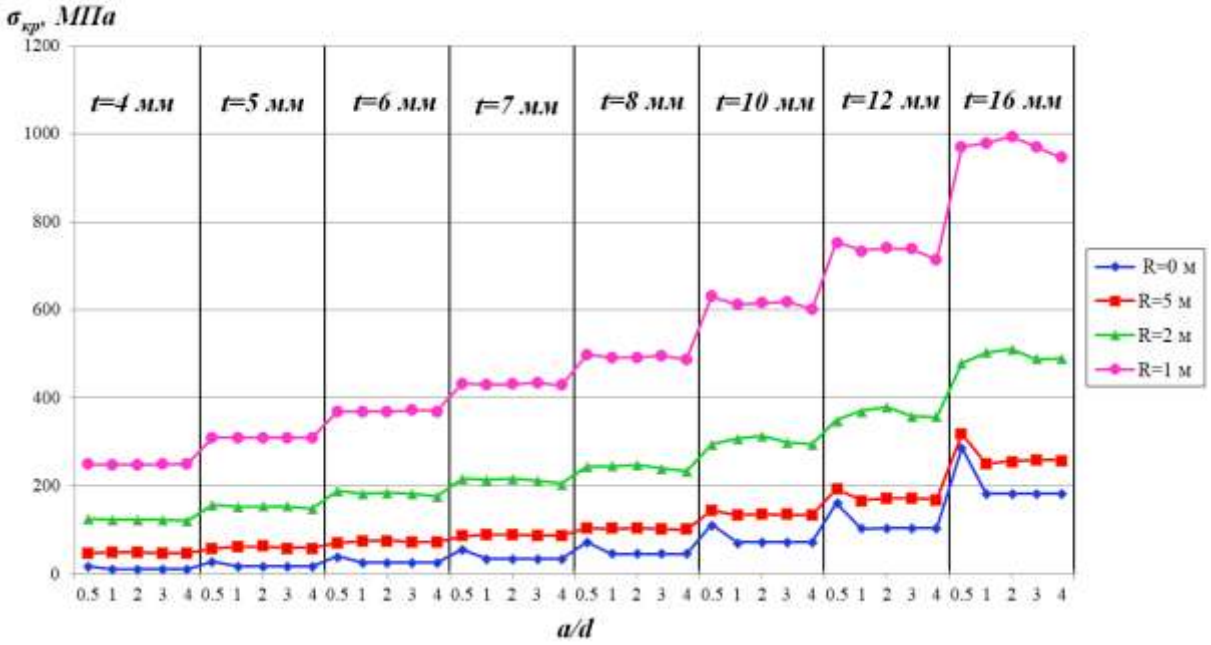


Рис. 4. Зависимость критических напряжений местной устойчивости от относительной длины пластины a/d при $d = 1$ м

Зависимости имеют похожий вид и близкие значения напряжений для пластин высотой d=0.5, 1 и 1.5 м. При высоте пластины d=2 м происходит значительное снижение напряжений (рис.5), что является следствием слабого влияния граничных условий.

Незначительное снижение критических напряжений в пределах 3-7% наблюдается с ростом длины пластины при радиусах кривизны R=1 м и R=2 м. Для сравнения на рис. 4 и 5 приведены критические напряжения в плоской пластине. Как видно из графиков искривление пластины по радиусу позволяет повысить критические напряжения устойчивости от 2-х до 5 раз по сравнению с плоской пластиной.

Толщина t пластины оказывает существенное влияние на критические напряжения. При этом влияние толщины заметно увеличивается с ростом радиуса кривизны пластины. На рис. 4, 5, 6 показано влияние толщины на

критические напряжения при высоте пластины d=1, 1.5 и 2 м. По мере увеличения кривизны зависимость становится более нелинейной.

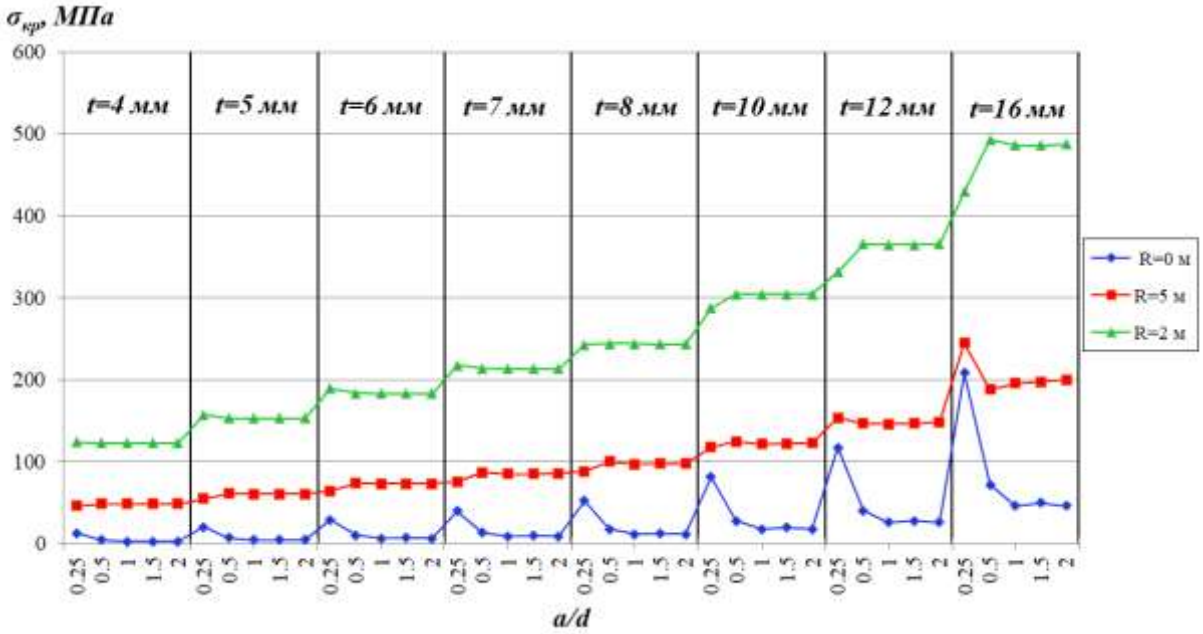


Рис. 5. Зависимость критических напряжений местной устойчивости от относительной длины пластины a/d при $d = 2$ м

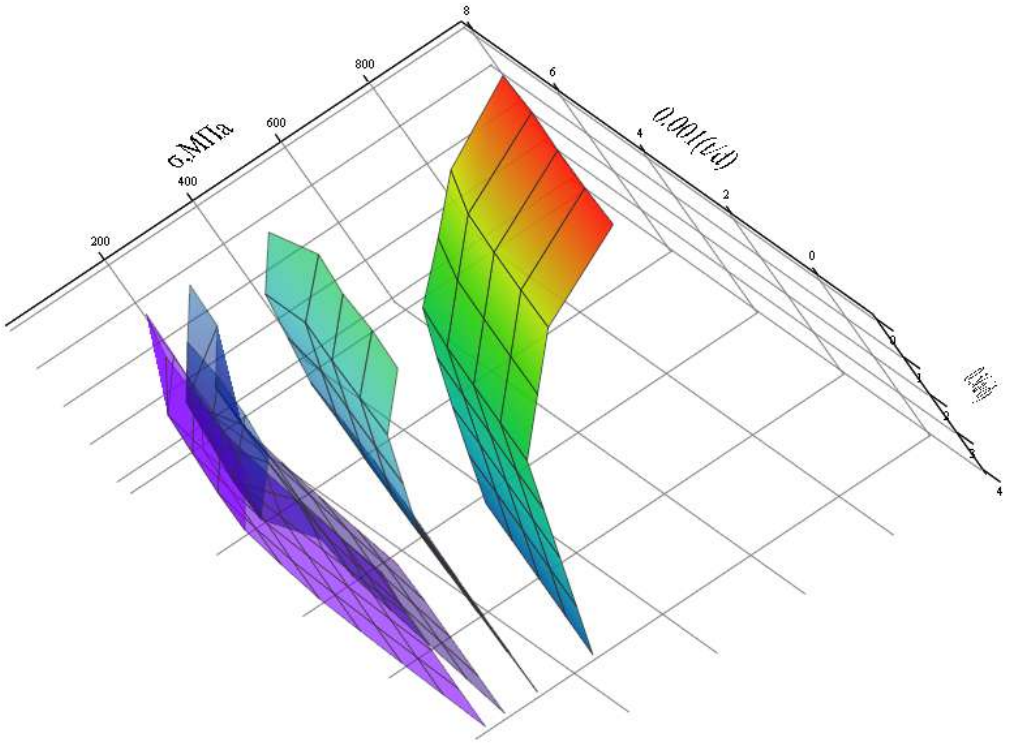


Рис. 6. Зависимость критических напряжений местной устойчивости от толщины t/d, длины a/d пластины, и радиуса кривизны R= 0, 1, 1.5 и 2 м (слева направо) при $d = 1.5$ м

На основании результатов численного эксперимента по методике, описанной в работе [13], получена расчетная зависимость для определения значений критических напряжений

$$\sigma_{кр} = 0.084 K_{s0} \frac{\left(\frac{t}{d}\right)^{1.007}}{\left(\frac{R}{d}\right)^{0.992} \cdot \left(\frac{a}{d}\right)^{0.004}}, \qquad (1)$$

где $K_{s0} = \frac{\pi^2 E}{3(1-\mu^2)} \approx 760000$ МПа.

Диапазон варьируемых параметров, включенных в обработку, соответствует таблице 1, из которого исключены параметры $R = 0$, $a = 0.5$ м и $d = 0.5$ м.

Сравнение результатов численного эксперимента и расчета по зависимости (1) показано на примере пластины радиусом R=1 м при ее разной высоте (рис. 7). Среднее расхождение результатов, полученных численным методом, с результатами, найденными по зависимости (1), составляет 1%, что свидетельствует о возможности определения критических напряжений потери местной устойчивости по найденной зависимости с достаточной точностью.

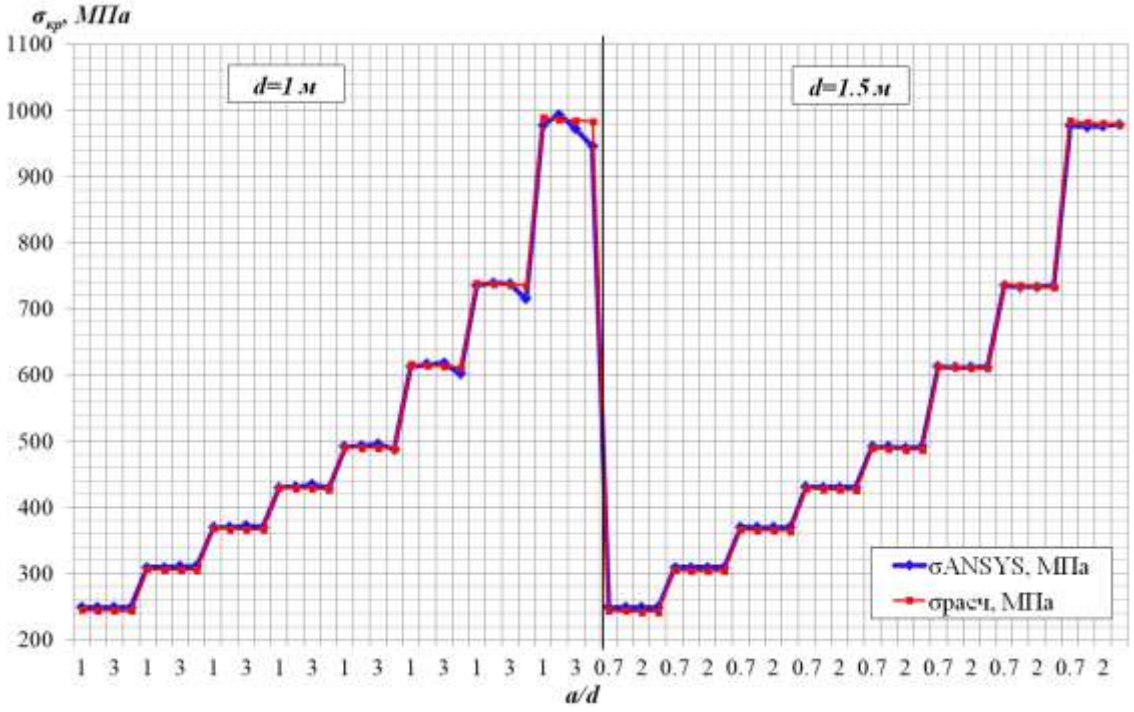


Рис. 7. Сравнение результатов численного расчета в Ansys с результатами расчета по зависимости (1) для пластины с R=1 м

Учет жесткости закреплений пластины

В реальных металлических конструкциях условия закрепления пластин варьируются между шарнирным опиранием и жесткой заделкой. В плоских пластинах данное условие учитывается коэффициентом защемления [16]. В настоящей работе влияние опирания пластины моделируется составным двутавром, у которого пояса имеют переменную жесткость (рис. 7). Варьируя жесткость поясов на кручение можно моделировать реальные условия опирания стенки.

Расчетная модель имеет следующие условия опирания и нагружения. Передняя грань 3 двутавра закреплена от перемещений по осям X и Z, задняя — только по оси X (рис. 8). Нижняя кромка передней грани 3 закреплена по всем степеням свободы. Двутавр загружен, не показанной на рисунке, равномерно распределенной сжимающей нагрузкой, приложенной к торцевым граням 1 и 2 поясов и стенки двутавра.

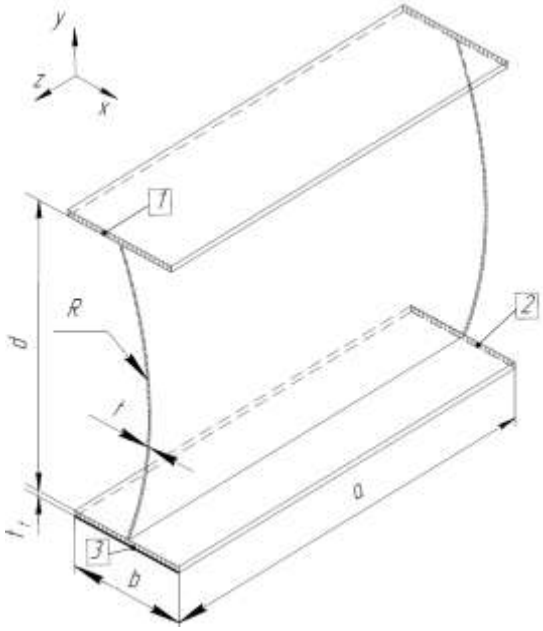


Рис. 8. Модель к исследованию условий опирания пластины

По составленному плану численного эксперимента варьировались геометрические параметры, представленные в табл. 2.

Таблица 2

Диапазон варьируемых геометрических параметров пластин

Геометрический параметр	Значение
b, м	0.3, 0.6
a, м	1, 2,
t, мм	4, 6, 8, 10, 12,
t_f, мм	15, 20, 25, 30
R, м	0, 1, 2, 5

Всего было составлено и рассчитано 512 моделей.

Интегрированным параметром, определяющим жесткость опорных границ пластины, является момент инерции пояса на кручение, определяемый зависимостью

$$J_t = \beta \cdot b \cdot t_f^3 \ , \qquad (2)$$

где β — коэффициент, зависящий от отношения b/t_f, $\beta = 0.313$ при $\frac{b}{t_f} = 10$, $\beta = 0.333$ при $\frac{b}{t_f} > 10$.

Влияние J_t на критические напряжения местной устойчивости для исследованных толщин пластины при разных радиусах кривизны показано на рис. 9. В среднем для плоской пластины и криволинейных пластин зависимость влияния близка к линейной. Видно, что с увеличением кривизны пластины влияние жесткости закрепления на относительный уровень критических напряжений $\sigma_{кр}$ проявляется слабее, по сравнению с плоской пластиной.

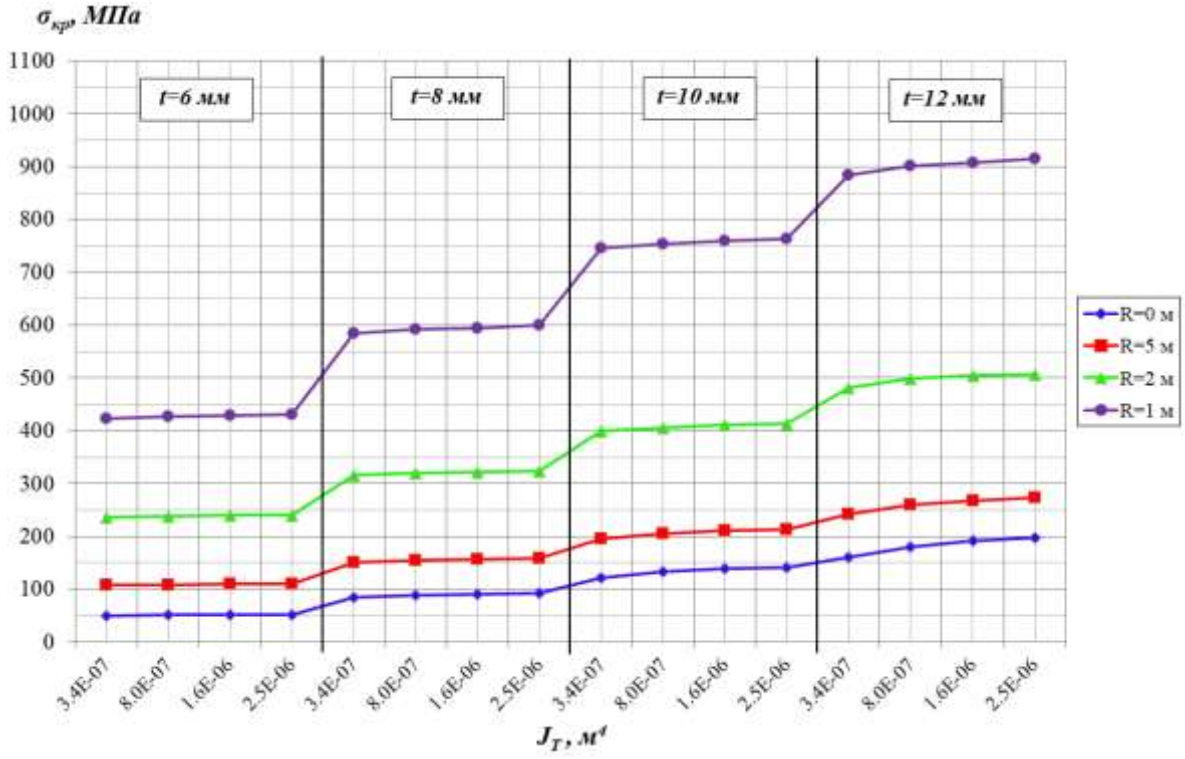


Рис. 9. Влияние момента инерции пояса на кручение на критические напряжения

Обработка полученных результатов производилась в следующей последовательности. Из рассмотрения исключены случаи, в которых пояс теряет местную устойчивость раньше стенки, что соответствует случаю шарнирного опирания пластины. Пояс с большой толщиной можно считать жестким, следовательно, край пластины, соединенный с поясом можно

считать заделанным. Исходя из этого, определены и исключены из расчета случаи, в которых изменение толщины пояса не приводит к изменению критических напряжений. По оставшимся результатам была получена расчетная зависимость для вычисления напряжений потери устойчивости с учетом закреплений

$$\sigma_{\text{кр}} = 0{,}121 \cdot K_{s0} \cdot \frac{\left(\frac{t_w}{d}\right)^{1.003} \cdot J_T^{0.02}}{\left(\frac{a}{d}\right)^{0.134} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{0.793}}, \quad (3)$$

где $K_{s0} = \dfrac{\pi^2 E}{3(1-\mu^2)} \approx 760000$ МПа.

Сравнение результатов расчета по полученной зависимости (3) с результатами численных исследований в Ansys приведено на рис. 10 для радиуса R=1 м. При других радиусах кривизны графики имеют похожий вид.

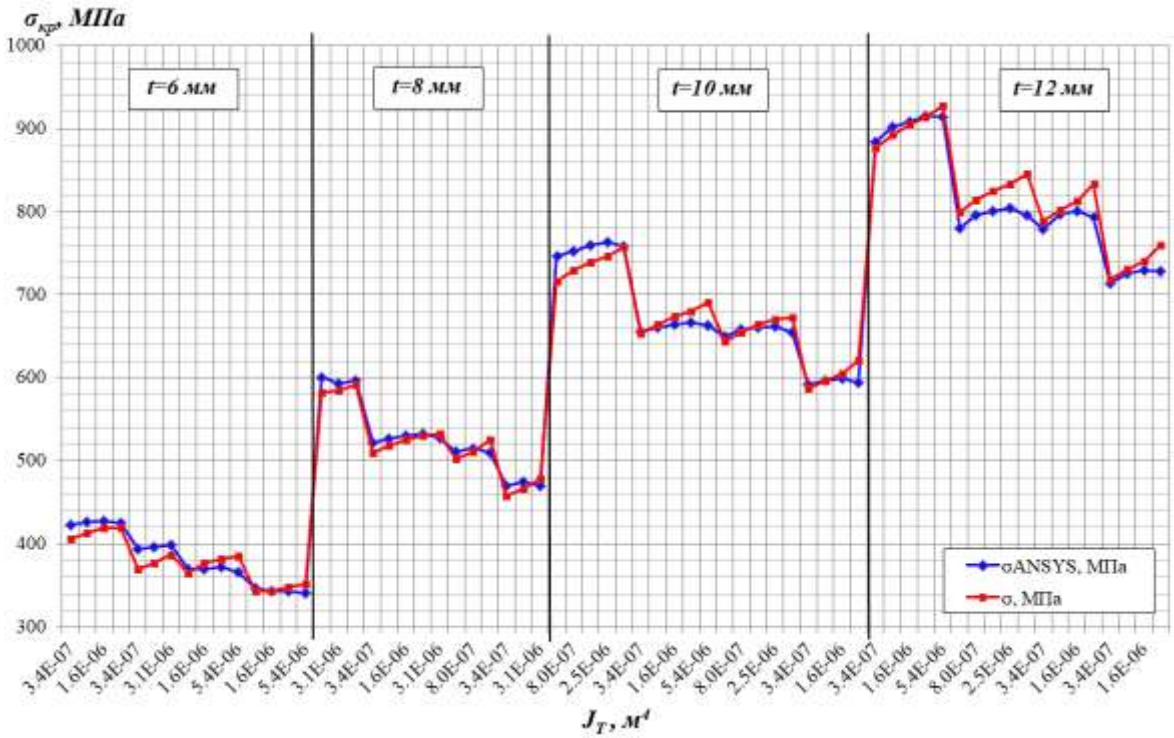


Рис. 10. Сравнение результатов численного расчета с результатами расчета по зависимости (2) для пластины с $R = 1$ м

Наибольшая погрешность расчетной зависимости (3) наблюдается для пластины с R=5 м при толщине стенки 12 мм и составляет 10% в двух точках. Средняя погрешность зависимости (3) по всем расчетным точкам составляет менее 4%.

Заключение

Результаты выполненных исследований показали целесообразность и эффективность использования в стержнях и балках, работающих в условиях сжатия, использования криволинейных стенок, изогнутых по радиусу вдоль продольной оси, повышающих критические напряжения местной устойчивости в 2-5 раз по сравнению с плоскими стенками. Для оценки критических напряжений в зависимости от геометрических параметров и условий опирания стенок получены расчетные зависимости, дающие хорошее соответствие с численными исследованиями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] СП 16.13330.2017 «СНИП II-23-81». Стальные конструкции. М., 2017.

[2] ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъемные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М.: Стандартинформ, 2015, 50с.

[3] Соколов С.А., Грачев А.А., Устойчивость пластины с продольным ребром. Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. «Машиностроение» 2015. № 4, с. 117-127.

[4] Грачев А. А., Соколов С. А. Влияние малых отклонений от плоской формы элементов тонкостенных металлических конструкций на их напряженное состояние. Современное машиностроение: Наука и образование: материалы 6-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. ISSN 2223-0807 DOI 10.1872/MMF-2017-65.

[5] Sokolov S., Grachev A. Local criterion for strength of elements of steelwork/ Mechanical Engineering Research and Education // «International Review of Mechanical Engineering» Vol. 12 №5, p. 448-453, 2018.

[6] Грачев. А.А., Соколов С.А. Влияние неплоских элементов на работоспособность тонкостенных металлических конструкций грузоподъемных машин. Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2-2(147)72012. СПб Изд. Политехнического университета. 2012 с. 78-81.

[7] Лукин А.О., Алпатов В.Ю., Чернышев Д.Д. Совершенствование конструктивного решения балки с гофрированной стенкой. // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура. 2016. № 2.

[8] Бальзанников М.И., Холопов И.С., Соловьев А.В., Лукин А.О. Применение стальных балок с гофрированной стенкой в гидротехнических сооружениях // Вестник МГСУ. 2013. С. 34-41.

[9] Шадур Л.А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет. М.: Траспорт, 1980. -439 с.

[10] Кулькова Н.Н. Особенности напряженно-деформированного состояния элементов крановой коробчатой балки при расчете стенок в закритической области. Тр ВНИИПТмаш, 1981.
[11] Manzhula, K., Naumov, A., Sokolov S. Local buckling of box-shaped beams due to skew bending/ IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 337:012086, November 2019 p. 1-10.
[12] Наумов А.В., Манжула К.П. Расчетно-экспериментальное исследование местной устойчивости коробчатых балок с криволинейными стенками // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 3. С. 108–119.
[13] K. P. Manzhula, A. V. Naumov. Influence of flections radius value to local buckling of boxes-shaped beams with non-linear walls/ International Review of Mechanical Engineering (IREME),Vol. 11, №5, May 2017, p. 326-331.
[14] Манжула К.П., Наумов А.В. Оптимизация геометрии и массы коробчатой балки с криволинейными стенками при расчете на местную устойчивость от изгибающего момента // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. №4, 2019, с. 481-487.
[15] LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services. – Germanischer Lloyd SE, 2011.
[16] Алфутов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. М.: машиностроение, 1978, 312 с.

K.P. Manzhula, A.A. Valiulina

LOCAL BUCKLING OF CURVILINEAR PLATES IN AXIAL COMPRESSION

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

In this work the local buckling issues of curved-shaped on radius plates, compressed by axial force are considered. Were investigated instability modes, influence of geometrical parameters and boundary conditions of unloaded sides on local buckling and buckling stresses. Buckling stress dependencies are obtained depending on the boundary conditions and the geometrical parameters of the plate.

Key words: curved-shaped on radius plate, local buckling, buckling stresses, boundary conditions

REFERENCES

[1] SP 16.13330.2017 «SNIP II-23-81». Steel structures. M., 2017.

[2] GOST 33169-2014. Hoisting cranes. Metal structures. Proof of competence M.: Standartinform, 2015, 50p.

[3] Sokolov S.A., Grachev A.A., Buckling of plate with longitudinal rib. Vestnik MSTU n.a. N. E. Bauman. Ser. «Machinery» 2015. № 4, p. 117-127.

[4] Grachev A.A., Sokolov S.A. The effect of small departures from plate shape elements of thin-walled metal structures on their stress state. Modern Engineering: Science and Education: Materials of the 6th International Scientific and Practical Conference / Under red. A.N.Evgrafova and A.A. Popovicha.- SPb.: Ed. Polytechnic University, 2017. ISSN 2223-0807 DOI 10.1872/MMF-2017-65.

[5] Sokolov S., Grachev A. Local criterion for strength of elements of steelwork/ Mechanical Engineering Research and Education // «International Review of Mechanical Engineering» Vol. 12 №5, p. 448-453, 2018.

[6] Grachev A.A., Sokolov S.A. The influence of non-linear elements on the efficiency of thin-wall structures of hoisting machinery. scientific-technical SPbSPU. 2-2(147)72012. Ed. Polytechnic University. 2012 p. 78-81.

[7] Lukin A. O., Aplatov V.Yu., Chernyshev D.D. Improving constructive solution of beam with corrugated wall. // Vestnik SGASU. Civil Engineering and Architecture. 2016. № 2.

[8] Bal'zannikov M.I., Kholopov I.S., Solov'ev A.V., Lukin A. O. Using steel beams with corrugated web in hydraulic structures // Vestnik SGASU. 2013. P. 34-41.

[9] Shadur L.A. Wagons. Construction, theory and calculation. M.: Transport, 1980. - 439 p.

[10] Kulkova N.N. Features of the stress-strain state of the elements of the crane box-shape beam when calculating the walls in the supercritical region. Tr VNIIIPEmash, 1981.

[11] Manzhula, K., Naumov, A.,Sokolov S. Local buckling of box-shaped beams due to skew bending/ IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 337:012086, November 2019 p. 1-10.

[12] Naumov, A.V., Manzhula, K.P. Experimental study of local buckling of box-shaped beams with non-linear walls // St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology. 2019. Т. 25, № 3. P. 108–119.

[13] K. P. Manzhula, A. V. Naumov. Influence of flections radius value to local buckling of boxes-shaped beams with non-linear walls/ International Review of Mechanical Engineering (IREME),Vol. 11, №5, May 2017, p. 326-331

[14] Manzhula, K.P., Naumov, A.V. Geometry and mass optimization of box-shape beams with non-linear walls for local buckling due to bending // Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta. №4, 2019, p. 481-487.
[15] LLOYD Rules for Classification and Construction IV Industrial Services. – Germanischer Lloyd SE, 2011.
[16] Alfutov N.A. Basics of calculating the stability of elastic systems. M.: mechanical engineering, 1978, 312 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-35
УДК 65.011.56

Т.М. Крундышев[1], А.А. Грачев[2]

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ ПАРКОВОК ДЛЯ СЕРВИСОВ КАРШЕРИНГА



[1]Тимофей Михайлович Крундышев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(905)260-5345, E-mail: krundtim@inbox.ru



[2]Алексей Андреевич Грачев,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(905)263-8554, E-mail: grachev_aa@spbstu.ru

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы развития каршеринга, проанализированы существующие виды автомобильных парковок. Предложен подход к построению модульных автоматических парковок, а также разработан типовой проект, учитывающий особенности сервисов каршеринга.

Ключевые слова: автоматическая парковка, каршеринг, урбанизация, городская среда, транспортная доступность

Введение

В 2007 году произошло важное событие в урбанизации, по данным ООН именно в этом году впервые городских жителей в мире стало больше, чем сельского населения. В 2014 году численность городского населения достигла 3,9 млрд. человек (54% от общего количества), а к 2050 году в городских агломерациях будет проживать уже 66% всех людей на планете. Россия не выпадает из общего тренда, по данным Росстата городское население Российской Федерации на 1 января 2019 года составляет 109 млн. человек, сельское - 37 млн человек. Непрерывно с урбанизацией связан процесс автомобилизации населения. Сейчас Санкт-Петербург

переживает последствия беспрецедентной автомобилизации, которая уже привела к большим проблемам на дорогах города. Председатель комитета по транспорту Александр Головин заявил, что за последние восемь лет число автомобилей в Северной столице выросло на 15%, и по количеству легковых машин на 1000 жителей Санкт-Петербург уже обогнал Москву. В результате в городе начинает ощущаться острый дефицит парковочных мест. Затруднения из-за нехватки парковочных площадей сегодня испытывают как центр Петербурга, так и новые районы с плотной многоэтажной застройкой, такие как Мурино и Кудрово. Места для парковки автомобилей также остро востребованы в Приморском, Выборгском и Московском районах с высокой плотностью населения, жители которых отмечают обилие машин, припаркованных на внутридворовых территориях. Наблюдается тенденция, что все больше людей отказывается от личного транспорта в пользу сервисов каршеринга.

Целью данной работы является решение проблемы построения автомобильных парковок для сервисов каршеринга с учетом специфики плотной застройки. В работе решаются следующие задачи:

- определение потребности в парковочных системах для сервисов каршеринга;
- анализ существующих видов автомобильных парковок;
- разработка типового сценария использования автомобильной парковки.

Потребность парковочных систем в каршеринговых сервисах

Слово каршеринг происходит от английского слова car и sharing, что означает пользовование автомобилем напрокат. Сегодня под каршерингом понимается краткосрочная аренда автомобилей с поминутной оплатой, то есть пользователь платит деньги только за время, на которое арендовал автомобиль. В стоимость услуги заложена плата за защиту от материальной ответственности в случае ДТП, таких как ОСАГО (во многих компании применяют также КАСКО) [1].

Первое появление каршеринга произошло более 70 лет назад в Швейцарии, г. Цюрих. Спустя два года сервис закрылся, так как оказался невостребованным по следующим причинам:

- некачественная маркетинговая стратегия;
- недостаточная поддержка региональных органов;
- мелкие масштабы стратегий продвижения.

После первых неудачных попыток, в 1980-ые годы в США и Европе начали появляться экспериментальные проекты по каршерингу, что дало толчок развитию и продвижению каршеринга по всему миру. В настоящий момент каршерингом активно пользуются в Швейцарии, США, Франции,

Германии, Бельгии, Канаде, Бразилии, Японии, России и во многих других странах мира.

Благодаря появлению новых информационных технологий и росту популярности мобильных приложений каршеринг начал активно развивается в последние годы. В 2010-2011 годах рынок совместного автомобилевладения преодолел важную отметку, общее число пользователей превысило миллион. В 2017 году уже было около 10 миллионов человек, пользующихся этим видом услуг, и, согласно исследованию Frost & Sullivan [2], к 2025 году их число достигнет 36 миллионов, при этом ежегодный прирост составит 16,4% (Рис. 1). Global Market Insights прогнозирует, что в 2024 году стоимость мирового рынка автомобилей каршеринга составит 11 миллиардов долларов [3]. В настоящее время ведущими рынками совместной мобильности являются Западная Европа и США, в то время как эксперты прогнозируют, что в этой области самый быстрый рост в Азии.



Рис. 1. Число пользователей сервисами каршеринга

Анализ существующих видов автомобильных парковок

Сегодня существуют следующие виды автомобильных парковок [4]:

- наземные плоскостные парковки;
- подземные плоскостные/многоуровневые парковки;
- наземные многоуровневые капитальные парковки из железобетона.

Самыми распространенными и доступными являются наземные плоскостные парковки. Основными недостатками таких парковок являются большое количество занимаемой площади и открытое расположение автомобилей. Эффективность многоуровневых парковок гораздо выше, на небольшой территории многоуровневой парковки можно

организовать существенно больше парковочных мест, чем на плоскостной. Расходы на возведение подземных уровней парковок выше, чем наземных, и повышаются с каждым этажом [5]. Возведение капитальных перекрытий из железобетона также удорожает проект и увеличивает срок окупаемости такой парковки, помимо этого практика показала, что водители неохотно пользуются уровнями выше третьего.

Для решения поставленной проблемы предлагается использовать автоматические парковки [6]. Многоярусные автоматические парковки могут являться единственным возможным решением, где существует нехватка парковочных площадей. Например, в центральных, деловых и других районах мегаполисов с плотной застройкой, обладающих исторической и культурной ценностью.

За счёт разнообразия и многофункциональности оборудования автоматическая парковка может быть легко адаптирована под любой проект. Автоматические многоярусные парковки обеспечивают безопасность, исключая несанкционированный доступ в систему. Отсутствует необходимость самостоятельного перемещения в паркинге, поскольку процесс парковки/выдачи происходит в автоматическом режиме без участия водителя, в результате водителю необходимо тратить гораздо меньше времени [7-11]. Помимо этого для многоярусных автоматических парковок свойственны бесшумность и экологичность.

Модульная автоматическая парковка в скором времени станет единственным способом парковки в историческом центре города, поскольку узкие улицы в центре города не целесообразно использовать для парковки автомобиля. Тротуары расширяют для улучшения пешей доступности центра, также вместо парковки вдоль тротуара лучше сделать велодорожку [12-16]. Основное преимущество модульных парковок заключается в том, что модуль является стандартным и взаимозаменяемым, в том числе и поэтому данное решение является более гибким и может быть применено в различных условиях.

Модульные автоматические парковки пользуются высоким спросом. В Москве уже работает автоматический MCD PARKING, это автоматическая пятиуровневая подземная круглосуточная парковка на 130 машиномест в центре города по адресу ул. Воздвиженка, д.4/7 стр.1. Ей можно комфортно пользоваться без специального обучения, это показывает высокий рейтинг в google: 10 из 12 человек поставили максимальную оценку. Данная парковка расположена напротив Библиотеки им. Ленина, на этой улице для увеличения пропускной способности дороги запрещена парковка вдоль тротуара, и на её месте располагается выделенная полоса для городского общественного транспорта. MCD Parking полностью решает проблему поиска парковочных мест и улучшает дорожный траффик.

Но не всегда есть возможность построить такой большой паркинг на 130 мест. Чаще возможно разместить лишь 10 машиномест, и использование автоматической парковки как общественной, не является целесообразным из-за малого количество пользователей. В этом случае использование такой маленькой парковки для каршеринга в разы увеличит количество пользователей, и поднимется востребованность каршеринга. Особенно значимо это преимущество в районах с неблагоприятными погодными условиями (жара или холод), так как в парковке будет комнатная температура и умеренная влажность, пользователю будет комфортно садиться в автомобиль.

Типовой проект

При создании проекта учитывается местоположение паркинга относительно мест скопления людей (рестораны, парки, торговые центры). Основными требованиями к парковке являются простота и скорость пользования парковкой (прием и выдача автомобиля), а также безопасность пользователя. Помимо этого автомобильная парковка не должна портить внешний вид улицы или двора. На рисунке 2 представлен стек технологий, которые предполагается использовать при создании автоматической парковки:



Рис. 2. Стек технологий

В ходе построения типового проекта была разработана 3D модель одноуровневой модульной автоматической парковки на 10 машиномест в помещении габаритами 13 м на 18 м на уровне первого этажа. Выбранный пример позволяет разместить 10 машиномест для автомобилей шириной до 2200м и длиной до 5200мм, что позволит пользоваться парковкой большинству легковых автомобилей. Для возможности перемещения автомобиля внутри парковки был использован метод пятнашек (пазл).

Таким образом, в системе есть возможность получения любого автомобиля без вмешательства специально обученного персонала, в системе устанавливаются 2 дополнительных транспортных модуля размером с парковочное место. Также для удобства в зоне приема и выдачи автомобиля был установлен поворотный круг, благодаря этому решению, въезд и выезд из парковки не требует включения задней передачи. С учетом открытия/закрытия ворот, продольного и поперечного перемещения время выдачи составит 5 минут, так как максимальное количество продольных перемещений составляет 2 раза (по 30 сек) и 4 раза проперчено по (15 сек) для получения автомобиля. На рисунке 3 представлен типовой проект: вид с улицы, вид с улицы при открытии ворот и внутренняя конфигурация парковки:

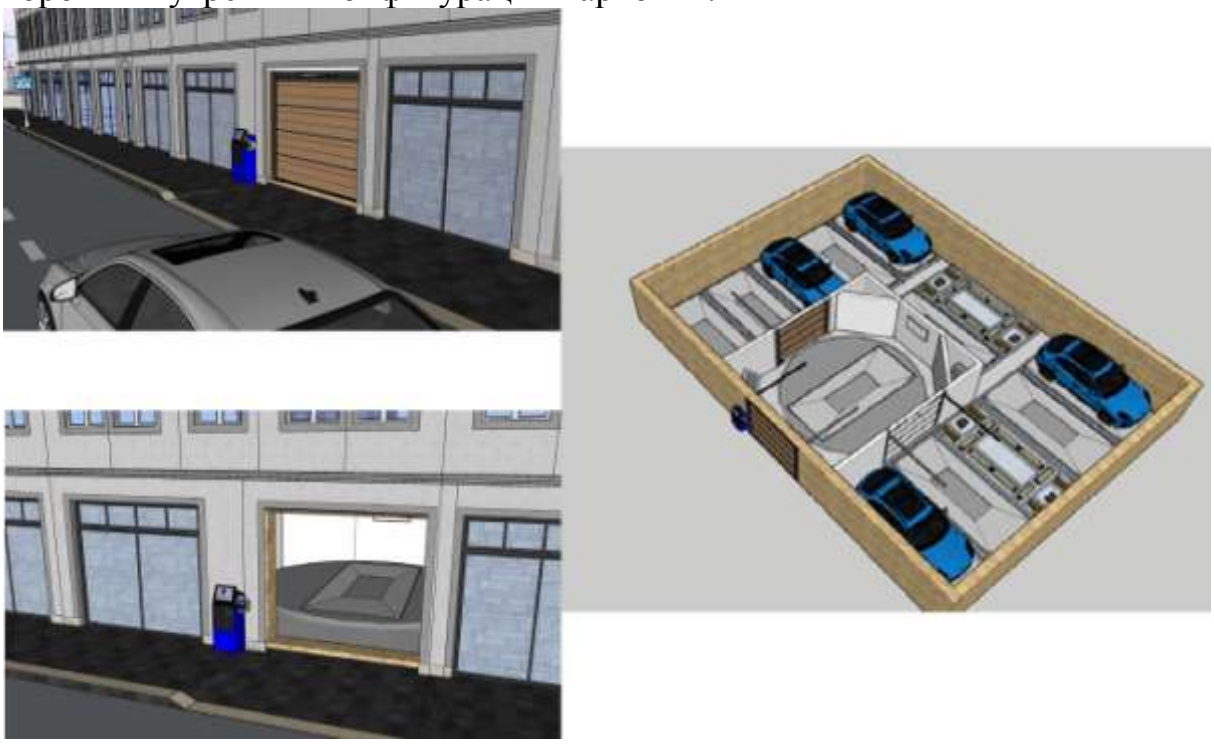


Рис. 3. 3D модель типового проекта парковки

Также уникальность решения для каршеринга автомобилей бизнес класса и выше заключается в том, что в парковку может быть встроена автоматическая мойка. Таким образом, пользователь получит автомобиль в идеально чистом виде. Данное решение незначительно увеличит интервал между приемами автомобиля или между приемом и выдачей, но никак не повлияет на интервал между выдачей автомобилей. Кроме того необходимо учитывать шум от работы парковки, поскольку по соседству могут располагаться офисные помещения или рестораны. На сегодняшний день модульные автоматические парковки издают допустимый согласно ГОСТ 23337-2014 уровень шума. Еще одним преимуществом

разработанной концепции парковки для каршеринга является возможность получения автомобиля посредством терминала у ворот и телефона. На экране терминала можно выбрать автомобиль, учитывая его характеристики и запас топлива/батареи.

Заключение

В результате работы предложен подход к построению модульных автоматических парковок, а также разработан типовой проект, учитывающий особенности сервисов каршеринга. Анализ работ и существующих решений показал перспективность предлагаемого решения. Использование автоматических парковок оказывает позитивное влияние на экологию. Пользователи не тратят время на поиски свободного места, что, в свою очередь, приводит к уменьшению пробок и сокращению выбросов CO2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Мирошниченко А.А. Перспективы применения каршеринга в Российской Федерации. Молодой исследователь Дона. 2018. 12 (3). С. 79-81.

[2] Frost&Sullivan. Future of Carsharing Market to 2025. URL: https://store.frost.com/future-of-carsharing-market-to-2025.html (дата обращения 25.04.2020)

[3] Wadhwani, P., Saha P. Carsharing Market Size worth over $9bn by 2026. Research report by Global Market Insights, Inc. 2020.

[4] Галкина Н.Г. Исследование городских парковок // Вестник ХНАДУ. 2010. №50.

[5] Акобян Г.В. Проблема недостатка парковочных мест в мегаполисах России. Виды парковок // Современные научные исследования и инновации. 2018. № 5

[6] Khanna A. and Anand R. IoT based smart parking system. // 2016 International Conference on Internet of Things and Applications (IOTA), Pune, 2016. pp. 266-270.

[7] Морозова Д.А. Применение многоярусного паркинга в условиях плотной застройки.// Аллея науки, №5, 6 (22), 2018. С. 281-284.

[8] Liao F. • Molin E. • Timmermans H. Bert van Wee. Carsharing: the impact of system characteristics on its potential to replace private car trips and reduce car ownership. Transportation. 2020. pp. 935-970

[9] Sai Q., Bi J., Chai B. Optimal Model for Carsharing Station Location Based on Multi-Factor Constraints. 2020. pp. 153-156

[10] Madhuram M. , Anandan L. , Harika.K , Hanumayamma A. Car Parking System using ALPR and CPS. International Journal of Engineering and Advanced Technology. Volume 9, Issue 1. 2019. Pp 6233-6236
[11] Wua G., Xub X., Lua X. Considering the influence of queue length on performance improvement for a new compact robotic automated parking system. International Journal of Information Management. Volume 50. 2020. Pp. 487-497
[12] Синицин Д.Д. Анализ принципа устройства систем автоматической парковки. Новая наука: от идеи к результату. 2016. 4-1. С. 79-81.
[13] Анисимова Н.А., Потлова Л.А., Кузьмина Е.А. Обоснование инновационных преимуществ автоматических парковок для автомобилей. Научный вестник воронежского государственного архитектурно-строительного университета. 2017. №3. С.12-17
[14] Кожин М.Г., Самохвалов Д.В. Использование робототехники для изучения устройства современных технических средств. Формирование инженерного мышления в процессе обучения. 2016. С.64-66
[15] Рудаков К.А., Кариков Е.Б., Бажанов А.Г. Программный комплекс системы технического зрения для распознавания автомобильных номеров. Образование, наука, производство. 2016. С.1585-1588
[16] Львова О.М., Тулин П.К. Подземные автоматизированные паркинги в центре города. Инженерно-строительный журнал. 2009. №4(6). С.11-15

T.M.Krundysev, A.A.Grachev

USE OF AUTOMATIC PARKS FOR CARSHARE SERVICES

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper considers the issues of car sharing development, analyzes the existing types of car parking. An approach to the construction of modular automatic parking lots is proposed, and a standard project is developed that takes into account the features of car sharing services.

Keywords: automatic parking, car sharing, urbanization, urban environment, transport accessibility.

REFERENCES

[1] Miroshnichenko A.A. Prospects for the use of car sharing in the Russian Federation. Young researcher Don. 2018. 12 (3). Pp. 79-81.
[2] Frost&Sullivan. Future of Carsharing Market to 2025. URL: https://store.frost.com/future-of-carsharing-market-to-2025.html (дата обращения 25.04.2020)
[3] Wadhwani, P., Saha P. Carsharing Market Size worth over $9bn by 2026. Research report by Global Market Insights, Inc. 2020.
[4] Galkina N.G. Urban parking research // Vestnik HNADU. 2010. №50.
[5] Akobyan G.V. The problem of lack of parking spaces in megacities of Russia. Types of parking lots // Modern research and innovation. 2018. № 5
[6] Khanna A. and Anand R. IoT based smart parking system. // 2016 International Conference on Internet of Things and Applications (IOTA), Pune, 2016. pp. 266-270.
[7] Morozova D.A. The use of multi-tiered parking in dense buildings. // Science Alley, №5, 6 (22), 2018. Pp. 281-284.
[8] Liao F. • Molin E. • Timmermans H. Bert van Wee. Carsharing: the impact of system characteristics on its potential to replace private car trips and reduce car ownership. Transportation. 2020. pp. 935-970
[9] Sai Q., Bi J., Chai B. Optimal Model for Carsharing Station Location Based on Multi-Factor Constraints. 2020. pp. 153-156
[10] Madhuram M. , Anandan L. , Harika.K , Hanumayamma A. Car Parking System using ALPR and CPS. International Journal of Engineering and Advanced Technology. Volume 9, Issue 1. 2019. Pp 6233-6236

[11] Wua G., Xub X., Lua X. Considering the influence of queue length on performance improvement for a new compact robotic automated parking system. International Journal of Information Management. Volume 50. 2020. Pp. 487-497
[12] Sinicin D.D. Analysis of the principle of automatic parking systems. New science: from idea to result. 2016. 4-1. Pp. 79-81.
[13] Anisimova N.A., Potlova L.A., Kuz'mina E.A. Justification of the innovative benefits of automatic car parking. Scientific Bulletin of Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. 2017. №3. Pp.12-17
[14] Kozhin M.G., Samohvalov D.V. The use of robotics to study the device of modern technical means. The formation of engineering thinking in the learning process. 2016. Pp.64-66
[15] Rudakov K.A., Karikov E.B., Bazhanov A.G. The software package of the technical vision system for recognizing car numbers. Education, science, manufacturing. 2016. Pp.1585-1588
[16] L'vova O.M., Tulin P.K. Underground automated parking in the city center. Civil Engineering Journal. 2009. №4(6). Pp.11-15

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-36
УДК 621.01

Д.Р. Стахин[1], Д.Г. Плотников[2]

МЕТОД ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ РИСКОВ ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ ОПАСНЫХ ГРУЗОВ



[1]Стахин Дмитрий Романович,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(950)629-6802, E-mail: dimka.sta777@gmail.com.



[2]Дмитрий Георгиевич Плотников,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: +7(812)552-6623, E-mail: plotnikov_dg@spbstu.ru.

Аннотация

В работе рассмотрены вопросы организации перевозок опасных грузов. Отмечены сложности обеспечения условий безопасности перевозок опасных грузов, в том числе и в силу отсутствия соответствующего контроля и методик определения опасных зон маршрута перевозки. В статье представлены существующие методы определения рисков при перевозке опасных грузов. В работе разработан и предложен новый метод по определению рисков при перевозке не только опасных грузов, но и других видов грузоперевозок.

Ключевые слова: анализ, перевозка опасных грузов, риски при перевозке, вероятность и ущерб события.

Введение

Согласно данным ООН, доля опасных грузов в мировом грузообороте постоянно растет и в настоящее время достигает почти половины грузооборота.[1] С перевозками опасных грузов связан существенный потенциал рисков чрезвычайных происшествий. Актуальна необходимость

в мероприятиях по сведению этого потенциала к уровню остаточных рисков, приемлемому для общества и государства.[2,3]Кроме того, грузовые перевозки оказывают серьезное влияние на окружающую среду, в связи с этим необходимо грамотно выбирать маршрут и оценивать возможные альтернативные виды транспорта.[4,5]

Существующие методы по определению рисков:

1. Методы качественной оценки рисков:
    а) Метод проверочного листа (Check List);
    б) PSA(Process safety analysis);
    в) FMEA (Failure mode and effects analysis);
    г) HAZOP (Hazard and operability studies).
2. Методы количественной оценки рисков:[6,7]
    а) FTA (Fault tree analysis);
    б) ETA (Event tree analysis);
    в) CCA (Cause and consequence analysis);
    г) HEA (Human error analysis).

Результаты анализа рисков используются для принятия обоснованных решений в отношении выбора безопасности технологии перевозки.[8,9] Сложность анализа рисков транспортной системы обусловлена главным образом тем, что в любой точке маршрута и при погрузке/выгрузке может произойти чрезвычайная ситуация и одно и то же событие может привести к совершенно разным последствиям. При этом анализ рисков можно определить как процесс решения многих задач: выявление опасностей в системе, анализ вероятностей распределения опасностей в пространстве, частотный анализ, деление по причинам и анализ последствий.[10,11,12]

Общая проблема с существующих методов заключается в том, что при создании моделей риска не учитывается возможная причинно-следственная связь событий.[13,14]

Анализ рисков и оценка рисков тесно связаны друг с другом. Под оценкой риска традиционно понимается процесс определения значения риска анализируемых опасностей для человека, материальных ценностей и окружающей среды. При оценке риска технического процесса перевозки опасных грузов акцент следует делать на анализе рисков для жизни и здоровья людей, принимая во внимание тех, кто участвует в техническом процессе, и тех, кто случайно попадает в опасную зону.[15,16]

В результате анализа должны быть получены данные о частоте рисков и их последствиях. Существенным недостатком существующих методов оценки риска является то, что вероятность наступления события рассматривается отдельно от возможных последствий. При этом зачастую нельзя получить объективную информацию о степени опасности того или иного груза, "отделенного" от того или иного маршрута и технологии.[17]

Некоторые риски, возникающие при погрузке/выгрузке и перевозке опасных грузов:

- несоответствие упаковки и маркировки груза;
- выход из строя механизмов крепления;
- ошибки в подготовительных работах;
- обрыв крепления;
- выход из строя погрузо-разгрузочной техники;
- недостатки в конструировании автомобиля и оборудования;
- отказы из-за дефектов и износов;
- нарушение ПДД и Ж/Д правил;
- опасные внешние воздействия на груз;
- неудовлетворительные дорожные условия;
- плохое качество ТО и ТР;
- ошибочные воздействия оператора;
- неудовлетворительная организация труда;
- неудовлетворительные погодные условия.

Главной целью является определение суммарного риска при перевозке опасных грузов.

Методика по определению рисков с учетом причинно-следственной связи между событиями.

В связи с тем, что у существующих методов анализа рисков невозможно учесть причинно-следственную связь, была разработана методика, которая лишена данного недостатка. Методика реализуется поэтапно.

1. Определение наиболее значимых негативных событий, связанных с перевозкой опасных грузов. Негативные события – приводят к негативным последствиям
2. Определяются негативные последствия, которые возникают в результате перевозки опасных грузов. Негативные последствия – любые последствия, которые приводят к увеличению затрат на перевозку груза.
3. Определяется вероятность, с которой возникают негативные последствия. Выявляется на основании экспертной оценки. Экспертам предлагается определить вероятность риска и величину последствий в отдельную группу от 1 до 5. Используется среднее значение для каждой группы.
4. Указывается величина ущерба, которая возникает в результате негативного воздействия на перевозку опасных грузов. Величина ущерба приведена в процентном соотношении от величины ущерба в денежном эквиваленте. Выявляется на основании экспертной оценки. Экспертам предлагается определить вероятность риска и величину последствий в

отдельную группу от 1 до 5. Используется среднее значение для каждой группы.

5. Рассчитывается риск, который возникает в результате негативного события. Определяется как произведение вероятности события P на величину ущерба D при возникновении данного события.

$$R = P \cdot D$$

6. Представляется данная зависимость на графике. По оси абсцисс ущерб от события, по оси ординат вероятность данного события.

7. Данные риски разделяются на управляемые и не управляемые. На основе этого рассчитывается суммарный риск всех событий. Расчет производится с применением методов теории графов. Для этого необходимо построить граф связности.

8. Строится граф связности критериев.

Связный граф - граф, содержащий ровно одну компоненту связности. Это означает, что между любой парой вершин этого графа существует как минимум один путь.[18]

Для дальнейшего расчета необходимо ввести два ограничения:

а) Граф связности должен быть ориентирован. Для того чтобы соблюдалась последовательность событий.

Ориентированный граф — граф, рёбрам которого присвоено направление. [18] Направленные рёбра именуются также дугами, а в некоторых источниках и просто рёбрами.

б) Граф не должен содержать циклов. Для того чтобы провести расчет корректно(Рис 1).

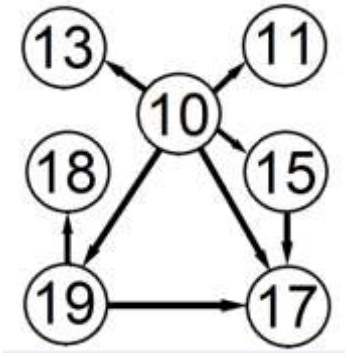


Рис. 1. Пример ориентированного графа связности

9. Рассчитывается суммарный риск. Общая формула для определения суммарного риска, состоящего из двух зависимых событий:

$$\mathbf{R_i = R_1 + R_2 - P_1 \cdot P_2 \cdot (D_1 + D_2)}, \text{ где}$$

R_1 и R_2 – риски отдельных событий;

P_1 и P_2 – вероятности данных событий;

D_1 и D_2 – ущерб от данных событий.

Если событие 2 является следствием события 1, следовательно, эти два события являются совместными. Из этого следует, что они произошли

одновременно. Вследствие этого, суммарный риск будет рассматриваться как сумма рисков двух событий. Однако, в связи с тем, что события произошли одновременно, у них есть общая (совместная) часть, которую необходимо вычесть из данной суммы.

Если групп негативных событий несколько, то итоговый риск определяется суммой рисков каждой группы:

$$\Sigma R = \Sigma R_i$$

10. Каждому событию присваивается группа вероятности (табл. 1). Данная группа разделяет все вероятности на отдельные блоки.

Таблица 1

Группы вероятности

№	Вероятность события	Интервал, %
Группа 0	Событие исключено	0
Группа 1	Крайне низкая вероятность	0-10
Группа 2	Низкая вероятность	10-20
Группа 3	Средняя вероятность	20-30
Группа 4	Высокая вероятность	30-45
Группа 5	Крайне высокая вероятность	45 и более

11. Определяются корректирующие мероприятия, которые необходимо проводить для предотвращения негативных событий и снижения риска данных последствий.

Целью корректирующих мероприятий является перевод события в группу с меньшей вероятностью.

Указывается стоимость данных мероприятий.

12. Определяется эффект от корректирующего мероприятия как разница между стоимостью на проведение этого мероприятий и величины риска связанного с негативным событием.

Следует отметить, что не каждое профилактическое действие выгодно с точки зрения применения. В профилактическом действии нет необходимости если это приведет к большим затратам по сравнению с риском от возникновения негативного события.

13. Мероприятия, к которым применима корректировка, переносятся в более низкую группу вероятности событий и им присваивается средняя вероятность события из данной группы:

- Из групп 4 и 5 в группу 1;
- Из групп 3, 2, 1 в группу 0.

14. Пересчитывается суммарный риск с измененными вероятностями.

15. Анализируется результат расчета.

Пример расчета

Рассмотрим применение данной методики при перевозке опасного груза.

Результаты выполнения пунктов 1, 2, 3, 4 и 5 сведены в табл. 2.

Графическое представление вероятности негативного события (пункт 6) изображено на рис. 2.

Таблица 2

Негативные события и их данные.

№	Наименование негативного события	Последствия	Вероятность, %	Величина ущерба,	Риск
1	Недостатки в конструировании автомобиля и оборудования	●Некорректные условия доставки ●Повреждение груза	10	20	2
2	Отказы из-за дефектов износов и др.	●Некорректные условия доставки ●Повреждение груза ●Некорректное время доставки	15	60	9
3	Неудовлетворительные дорожные условия	●Повреждение ТС ●Повреждение груза ●Нарушение условий доставки	40	40	16

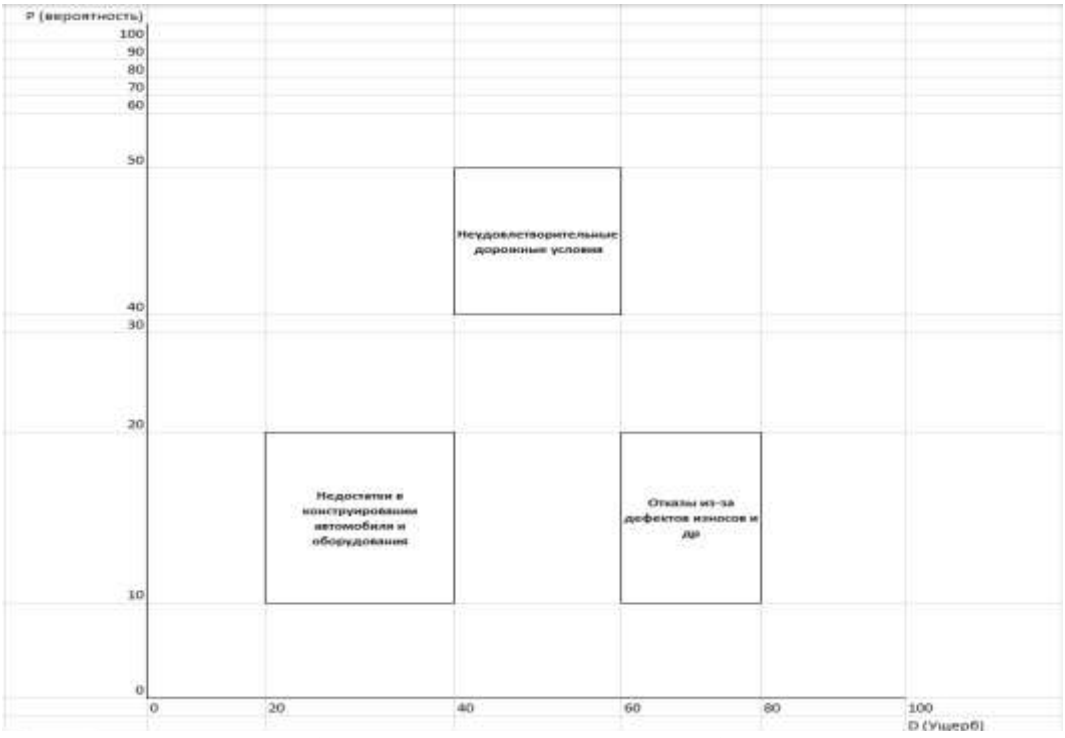


Рис. 2. Зависимость вероятности события от ущерба

По пункту 8 строим ориентированный граф связности событий.

Объединяем события в зависимую группу.

Группа событий: 1-2-3. (рис. 3), данные сведены в табл. 3.

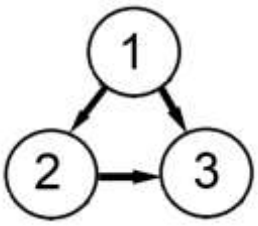


Рис. 3. Граф связности критериев

Таблица 3

Данные графа 1-2-3

№	P	D	R
1	0.1	20	2
2	0.15	60	9
3	0.4	40	16

Рассчитывается суммарный риск по пункту 9:

$$\Sigma R= R_1+R_2+R_3-P_1\cdot P_2\cdot(D_1+D_2)-P_1\cdot P_3\cdot(D_1+D_3)-P_2\cdot P_3\cdot(D_2+D_3)-P_1\cdot P_2\cdot P_3\cdot(D_1+D_2+D_3) = 2+9+16-0.1\cdot 0.15\cdot(20+60)-0.1\cdot 0.4\cdot(20+40)\cdot 0.15\cdot 0.4\cdot(60+40)\cdot 0.1\cdot 0.15\cdot 0.4\cdot(20+60+40) = 16.68.$$

Вводим корректирующие мероприятия и анализируем их необходимость (табл. 4). Пункты 10, 11, 12 и 13. Скорректированные значения рассматриваем на рис. 4 и табл. 5.

Таблица 4

Скорректированные негативные события и их данные.

№	**Наименование негативного события**	**Последствия**	**Вероятность, %**	**Группа вероятности**	**Величина ущерба,**	**Риск**	**Профилактика нарушений**	**Стоимость корректировки,**	**Разница**	**Скорректированная группа вероятности**	**Скорректированная вероятность**
1	Недостатки в конструировании автомобиля и оборудования	●Некорректные условия доставки ●Повреждение груза	10	2	20	2	Более качественное оборудование	60	-40	2	10
2	Отказы из-за дефектов и износов и др.	●Некорректные условия доставки ●Повреждение груза ●Некорректное время доставки	15	2	60	9	Своевременный ТО и Ремонт механизмов	25	35	0	0
3	Неудовлетворительные дорожные условия (для условий труда работника)	●Повреждение ТС ●Повреждение груза ●Нарушение условий доставки	40	4	40	16	Выбор оптимального маршрута; Отладка передвижения грузов	20	20	1	5

Определяем негативные события в группу после корректировки.

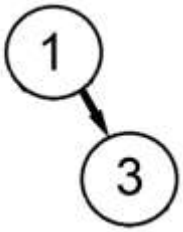


Рис. 4. Скорректированные граф связности.

Таблица 5

Скорректированные данные графа 1-2-3

№	P	D	R
1	0.1	20	2
3	0.05	40	2

Рассчитываем суммарный риск с откорректированными данными. По пункту 14.

$$\Sigma R= R_1 +R_3-P_1\cdot P_3\cdot(D_1+D_3) = 2+2-0.1\cdot 0.05\cdot(20+40)= 3.7.$$

По пункту 15 анализируем получившийся результат. После введения корректировок суммарный риск изменился с 16.68 до 3.7.

Заключение

В статье проиллюстрирована методика с учетом причинно-следственной связи.

В результате проведенной методики:

1. Перечислены вероятности события и ущерб от данного события, возникающие при погрузке/выгрузке и перевозке опасных грузов;
2. Рассчитан риск, возникающий при погрузке/выгрузке и перевозке опасных грузов;
3. Построены ориентированные графы связности событий;
4. Определены группы вероятности;
5. Продемонстрированы зависимости вероятности события;
6. Посчитан суммарный риск события
7. Введены профилактические меры по снижению вероятности возникновения негативного события;
8. Определены скорректированные вероятности негативных событий;
9. Пересчитан суммарный риск события;
10. Установлена разница в рисках до и после введения корректирующих мероприятий.

Благодаря внедрению данной методики, организация сможет проще и точнее рассчитать риски, возникающие при перевозке опасных грузов, а так же определить необходимость внедрения корректирующих мероприятий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Акимов В. А., Соколов Ю. И. Риски транспортировки опасных грузов. – 2011.

[2] Мартынюк И. В. Выбор оптимальных маршрутов перевозок опасных грузов по результатам оценки рисков возникновения нарушений безопасности движения и ущербов от них //Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2006. – №. 3. – С. 103-106.

[3] Кондратов С. В., Новиков А. Н., Трясцин А. П. Анализ и оценка риска при перевозке опасных грузов //Мир транспорта и технологических машин. – 2016. – №. 1. – С. 87.

[4] Stakhin D., Goncharov K. Features of the choice of power unit for electric tricycle //E3S Web of Conferences. – EDP Sciences, 2019. – Т. 140. – С. 02010.

[5] Минниханов Р. Н. Перевозка опасных грузов по автодорогам общего пользования //Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли. – 2018. – С. 368-372.

[6] Баранов Ю. Н., Трясцин А. П. Анализ и оценка риска при перевозке опасных грузов автомобильным транспортом в АПК //Вестник аграрной науки. – 2010. – Т. 26. – №. 5.

[7] Caliendo C., De Guglielmo M. L. Quantitative Risk Analysis on the Transport of Dangerous Goods Through a Bi- Directional Road Tunnel //Risk Analysis. – 2017. – Т. 37. – №. 1. – С. 116-129.

[8] Соколов Ю. И. Вопросы безопасности транспортировки опасных грузов //Проблемы анализа риска. – 2009. – Т. 6. – №. 1. – С. 38-74.

[9] Кондратов С. В., Новиков А. Н. Экспертный метод анализа и оценки риска при перевозке опасных грузов //Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. – 2016. – Т. 3. – №. 1. – С. 254-258.

[10] Kazantzi V., Kazantzis N., Gerogiannis V. C. Risk informed optimization of a hazardous material multi-periodic transportation model //Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2011. – Т. 24. – №. 6. – С. 767-773.

[11] Li S., Meng Q., Qu X. An overview of maritime waterway quantitative risk assessment models //Risk Analysis: An International Journal. – 2012. – Т. 32. – №. 3. – С. 496-512.

[12] Łukasik Z., Kuśmińska-Fijałkowska A., Kozyra J. Transport of dangerous goods by road from a European aspect //Zeszyty Naukowe. Transport/Politechnika Śląska. – 2017.

[13] Janno J., Koppel O. Human factor as the main operational risk in dangerous goods transportation chain //Business Logistics in Modern Management. – 2017.
[14] Van Raemdonck K., Macharis C., Mairesse O. Risk analysis system for the transport of hazardous materials //Journal of safety research. – 2013. – Т. 45. – С. 55-63.
[15] Ebrahimi H., Tadic M. Optimization of dangerous goods transport in urban zone //Decision Making: Applications in Management and Engineering. – 2018. – Т. 1. – №. 2. – С. 131-152.
[16] Исаева Е. И., Курлов А. С., Шубин А. А. Учет рисков при транспортировке опасных грузов //Актуальные вопросы организации автомобильных перевозок и безопасности движения. – 2018. – С. 32-37.
[17] Харари Ф. Теория графов. — М.: УРСС, 2003. — 300 с.

D.R.Stakhin, D.G.Plotnikov

METHOD FOR DETERMINING RISKS WHEN TRANSPORTING DANGEROUS GOODS

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The paper deals with the organization of transportation of dangerous goods. Difficulties in ensuring the safety conditions for the transport of dangerous goods were noted, including due to the lack of appropriate controls and methods for determining the dangerous zones of the transport route. The article presents the existing methods for determining risks in the transport of dangerous goods. In this paper, a new method has been developed and proposed for determining the risks of transporting not only dangerous goods, but also other types of cargo transportation.

Key words: analysis, transportation of dangerous goods, risks during transportation, probability and damage of the event.

REFERENCES

[1] Akimov V. A., Sokolov Yu. I. Risks of transportation of dangerous goods. - 2011. (rus.)
[2] Martynyuk I. V. Selection of optimal routes for transportation of dangerous goods based on the results of risk assessment of traffic safety violations and

damages from them //Bulletin of the Rostov state University of railway transport. - 2006. - no. 3. - P. 103-106. (rus.)
[3] Kondratov S. V., Novikov A. N., Tryashtsin A. P. Analysis and risk assessment in the transport of dangerous goods //World of transport and technological machines. – 2016. – №. 1. – P. 87. (rus.)
[4] Stakhin D., Goncharov K. Features of the choice of power unit for electric tricycle //E3S Web of Conferences. – EDP Sciences, 2019. – T. 140. – C. 02010. (rus.)
[5] Minnikhanov R.N. Transportation of dangerous goods on public roads //New technologies, materials and equipment of the Russian aerospace industry, 2018, Pp. 368-372. (rus.)
[6] Baranov Yu. N., Tryashtsin A. P. Analysis and risk assessment in the transport of dangerous goods by road in the agro-industrial complex //Bulletin of agrarian science, 2010, Vol. 26, no. 5. (rus.)
[7] Caliendo C., De Guglielmo M. L. Quantitative Risk Analysis on the Transport of Dangerous Goods Through a Bi- Directional Road Tunnel //Risk Analysis. – 2017. – T. 37. – №. 1. – C. 116-129.
[8] Sokolov Yu. I. Questions of safety of transportation of dangerous goods //Problems of risk analysis, 2009, Vol. 6, No. 1, Pp. 38-74. (rus.)
[9] Kondratov S. V., Novikov A. N., Tryashtsin A. P. Analysis and risk assessment in the transport of dangerous goods //World of transport and technological machines. – 2016. – №. 1. – P. 87. (rus.)
[10] Kazantzi V., Kazantzis N., Gerogiannis V. C. Risk informed optimization of a hazardous material multi-periodic transportation model //Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2011. – T. 24. – №. 6. – C. 767-773.
[11] Li S., Meng Q., Qu X. An overview of maritime waterway quantitative risk assessment models //Risk Analysis: An International Journal. – 2012. – T. 32. – №. 3. – C. 496-512.
[12] Łukasik Z., Kuśmińska-Fijałkowska A., Kozyra J. Transport of dangerous goods by road from a European aspect //Zeszyty Naukowe. Transport/Politechnika Śląska. – 2017.
[13] Janno J., Koppel O. Human factor as the main operational risk in dangerous goods transportation chain //Business Logistics in Modern Management. – 2017.
[14] Van Raemdonck K., Macharis C., Mairesse O. Risk analysis system for the transport of hazardous materials //Journal of safety research. – 2013. – T. 45. – C. 55-63.
[15] Ebrahimi H., Tadic M. Optimization of dangerous goods transport in urban zone //Decision Making: Applications

[16] Isaeva E. I., Kurlov A. S., Shubin A. A. Accounting of risks during transportation of dangerous goods //Current issues of organization of road transport and traffic safety. - 2018. - Pp. (rus.)
[17] Harari F. Graph Theory. - M.: URSS, 2003 .-300 p.

ISSN 2223-0807
Современное машиностроение: Наука и образование :
материалы 9-й Международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н.Евграфова и А.А. Поповича.- СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020.

DOI 10.1872/MMF-2020-37
УДК 621-43

А.Ю. Шабанов[1], А.А. Сидоров[2], А.Б. Зайцев[3], О.В. Абызов[4], В.В. Румянцев[5]

МЕТОД РАСЧЕТНОГО ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ЗАЗОРОВ В СОПРЯЖЕНИЯХ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ



[1]Александр Юрьевич Шабанов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Aush2003@Mail.ru



[2]Анатолий Алексеевич Сидоров
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Turbo_motor@Mail.ru



[3]Алексей Борисович Зайцев
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Abzaytsev@Mail.ru



[4]Олег Витальевич Абызов
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: oleg.abyzov@yandex.ru



[5]Румянцев Виктор Валентинович
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, Санкт-Петербург
Тел.:(812)552-77-85, E-mail: Rum.dvs@yandex.ru

Аннотация

В работе авторов представлен анализ работы деталей цилиндропоршневой группы и методика определения величин зазоров в деталях цилиндропоршневой группы поршневого двигателя.

Методика разработана на основе расчета мощности механических потерь в цилиндропоршневой группе дизеля при сохранении потерь масла на угар в допустимых пределах для беззадирной работы цилиндро-поршневой группы. При этом обеспечивается гарантированный зазор по нагруженной зоне пары трения «поршень-цилиндровая втулка» с учетом теплонапряженного и деформированного состояния поршня и цилиндра двигателя во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

В статье иллюстрируется метод расчетного выбора профиля рабочих зазоров в цилиндро-поршневой группе, разработанный в Высшей школе энергетического машиностроения СПбПУ Петра Великого. Этот метод был успешно апробирован в ходе ряда конкретных конструкторских разработок, выполненных в интересах промышленных предприятий отрасли дизельного двигателестроения.

Ключевые слова: детали цилиндропоршневой группы, поршневой двигатель, мощность механических потерь, потери масла на угар, беззадирная работа.

Введение

Узлы трения поршневых двигателей всегда подвергаются динамическим воздействиям вследствие характера его работы. Наиболее нагруженными являются детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ), которые при работе двигателей внутреннего сгорания подвергаются одновременно воздействию значительных механических и тепловых нагрузок. Под действием тепловых нагрузок в деталях ЦПГ возникают деформации и температурные напряжения. Детали изменяют свои размеры, что приводит к изменениям зазоров в сопряжениях и соответственно к изменению толщины смазочного слоя. При динамически изменяющейся нагрузке в смазочном слое проявляется его собственная упругость, зависящая от частоты воздействия. Динамическое возмущение и температурные изменения пробуждают в смазочном слое дополнительное внутреннее трение, что изменяет вязкость и способность смазочного слоя воспринимать нагрузку. При этом ускоряется термомеханическая деструкция смазки, которая также зависит и от толщины (объема) смазочного слоя [1-7].

При определении оптимального профиля зазоров в сопряжениях цилиндропоршневой группы поршневого двигателя необходимо учитывать все перечисленные факторы и в первую очередь режим работы двигателя, на котором возможен задир в ЦПГ, согласно его применению и условиям эксплуатации. Затем необходимо провести моделирование температурного и деформированного состояния поршня и цилиндра на выбранных режимах работы двигателя. И в заключение решить задачу формирования

смазочных слоев в зоне боковой поверхности поршня и поршневых колец двигателя с учетом реального профиля рабочего зазора в ЦПГ.

Очевидно, что режим работы двигателя в эксплуатации не может быть определен явно, задача представляется вариативной и при этом разработка конструкции предполагает выбор наилучшего профиля, отвечающего условиям, сформулированным выше.

Правильная оценка напряженно-деформированного состояния деталей ЦПГ с учетом их температурного состояния еще на стадии проектирования является непременным условием надежной работы ДВС в эксплуатации.

Расчет профиля зазоров в сопряжениях цилиндропоршневой группы поршневого двигателя

Постановка задач, обеспечивающих выбор профиля зазора

Выбор величин и профилей зазоров в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) поршневого двигателя внутреннего сгорания является ответственной и достаточно сложной задачей.

Выбор зазоров по боковой поверхности поршня производится путем решения двух задач.

Первая задача – обеспечение беззадирной работы цилиндро-поршневой группы, то есть обеспечивается наличие зазоров по нагруженной зоне пары трения «поршень-цилиндровая втулка» во всем диапазоне эксплуатационных режимов. Эта задача решается путем обеспечения гарантированного зазора по всей боковой рабочей поверхности поршня на любом режиме работы двигателя от режимов холостого хода при прогреве двигателя вплоть до номинальных режимов;

Вторая задача - снижение мощности механических потерь в цилиндропоршневой группе дизеля при сохранении потерь масла на угар в допустимых пределах. Для решения этой задачи производится выбор овало-бочкообразного профиля поршня, размер и расположение пятна контакта тронка поршня, гарантирующие наилучшие условия работы пары трения «поршень-цилиндр», т.е. минимальные потери мощности на трение.

Решение поставленных задач необходимо производить с учетом зависимости от режима работы двигателя геометрически сложных термомеханических деформаций поршня и цилиндра. В целом, выбор величин и профилей зазоров в ЦПГ возможно решать в ходе экспериментально-доводочных работ. Но это крайне проблематично из-за невозможности обеспечить сочетание всего предполагаемого спектра режимов работы двигателя и опытных вариантов поршней в процессе доводки, большой длительности, дороговизны и отсутствия, в конечном итоге, гарантий получения положительного результата для конкретных условий эксплуатации двигателя. В этом случае наиболее предпочтительным становится метод профилирования рабочих зазоров в

ЦПГ с помощью математического моделирования процессов трения с учетом расчетного теплонапряженного и деформированного состояния поршня и цилиндра двигателя. При этом необходимость итоговой экспериментальной проверки принятого решения все равно остается, но значительно сокращается количество вариантов конструкции ЦПГ, выносимых на натурные испытания.

Решение поставленной задачи состоит из следующих этапов:

- моделирование температурного и деформированного состояния поршня и цилиндра на выбранных опорных режимах работы двигателя, на которых возможны задирные процессы в ЦПГ;

- решение задачи формирования смазочных слоев в зоне боковой поверхности поршня и поршневых колец двигателя с учетом реального профиля рабочего зазора в ЦПГ.

Задача решается в многовариантном режиме с последующим выбором наилучшего профиля, отвечающего условиям, сформулированным выше.

Для решения задачи введем следующие понятия:

- «холодный» профиль рабочей поверхности поршня – величины монтажных зазоров, сформированный на стадии изготовления детали. Этот профиль не зависит от режима работы двигателя;

- «горячий» профиль рабочей поверхности поршня – величины зазоров с учетом термомеханических деформаций поршня. Этот профиль переменен в зависимости от температурных деформаций поршня, и, следовательно, он зависит от режима работы двигателя.

Связь между значениями зазоров «холодного» и «горячего» профилей определяется по очевидной зависимости:

$$\Delta г\,(z) = \Delta х\,(z) + \Delta тм\,(z)\ ,$$

где $\Delta г\,(z)$ – величина зазора «горячего» профиля на расчетном режиме;

$\Delta х\,(z)$- величина зазора «холодного» профиля;

$\Delta тм\,(z)$ – величина радиальных термомеханических деформаций поршня на расчетном режиме;

z – координата расчетной точки по высоте образующей поршня.

Для иллюстрации предлагаемого метода выбора профиля рабочих зазоров в ЦПГ оптимизации использовался форсированный судовой двигатель, преимущественно работающий на режимах винтовой характеристики. Рабочий базовый диапазон частот вращения коленчатого вала – 1200, 1600, 2000 и 2400 об/мин.

Эскиз конструкции поршня базового варианта с овало-бочкообразным профилем представлен на рис. 1. Профиль по головной части – конусный, по нагруженной поверхности тронка - типа «односторонняя бочка».

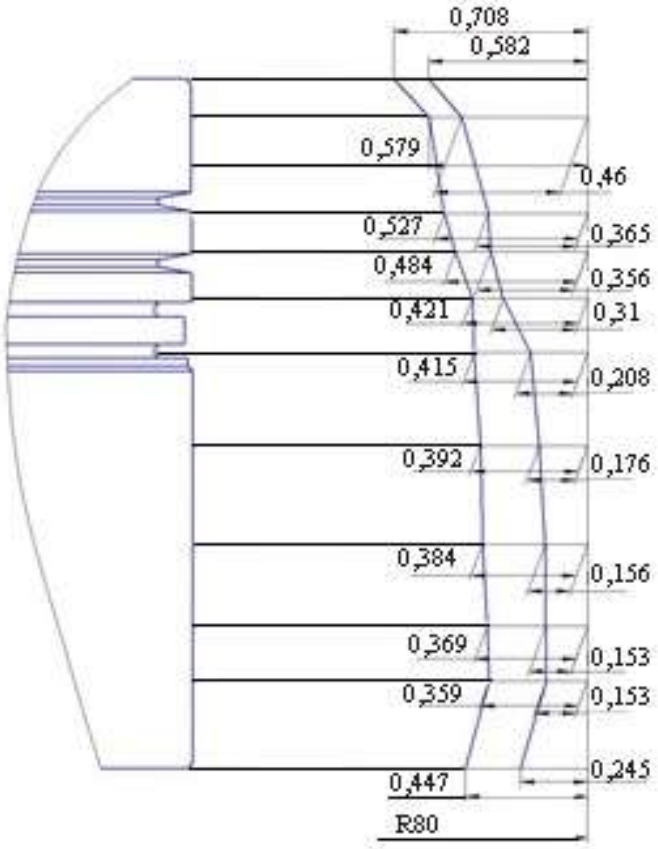


Рис.1. Эскиз профиля боковой поверхности базового варианта поршня исследуемого дизеля

Профиль цилиндра при этом представляет собой правильный круговой цилиндр.

Расчет термомеханических деформаций поршня и цилиндра двигателя производится в трехмерной постановке методом конечных элементов. В нашей работе использовался моделирующий блок комплекса SolidWorks. Задание граничных условий теплового и механического нагружения осуществлялось на основании расчетов по методикам, разработанным авторами и подробно описанными в работах [1, 2, 8, 9].

Расчет деформаций поршня и цилиндра

Были проведены расчеты температурного и напряженно-деформированного состояния поршня и цилиндра двигателя на выбранных опорных режимах внешней скоростной характеристики.

Результаты радиальных деформаций поршня на номинальном режиме работы представлены на рисунках 2 и 3.

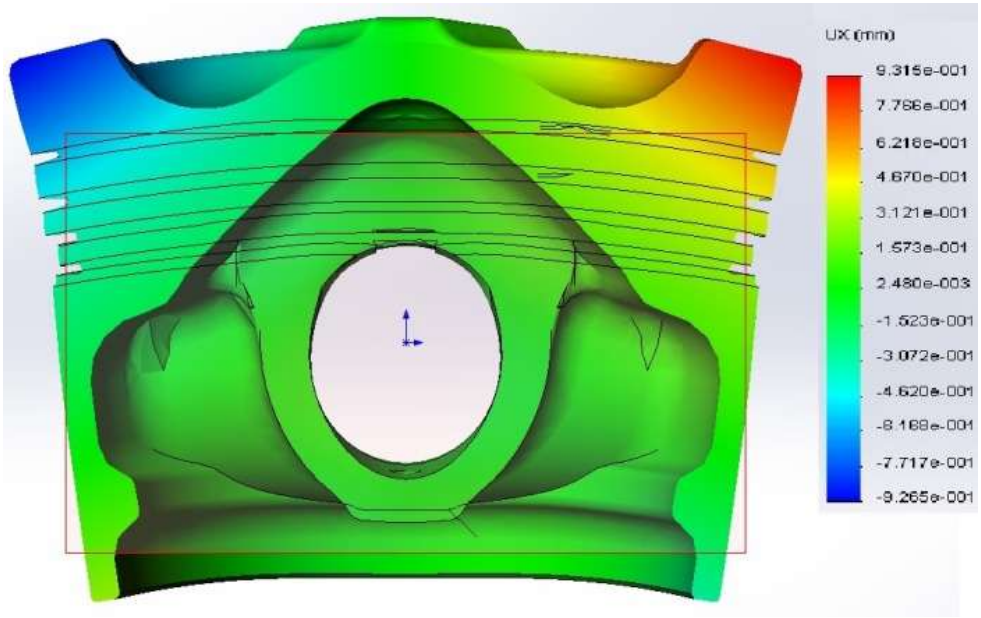


Рис.2. Радиальные деформации поршня на номинальном режиме работы, сечение перпендикулярно оси поршневого пальца

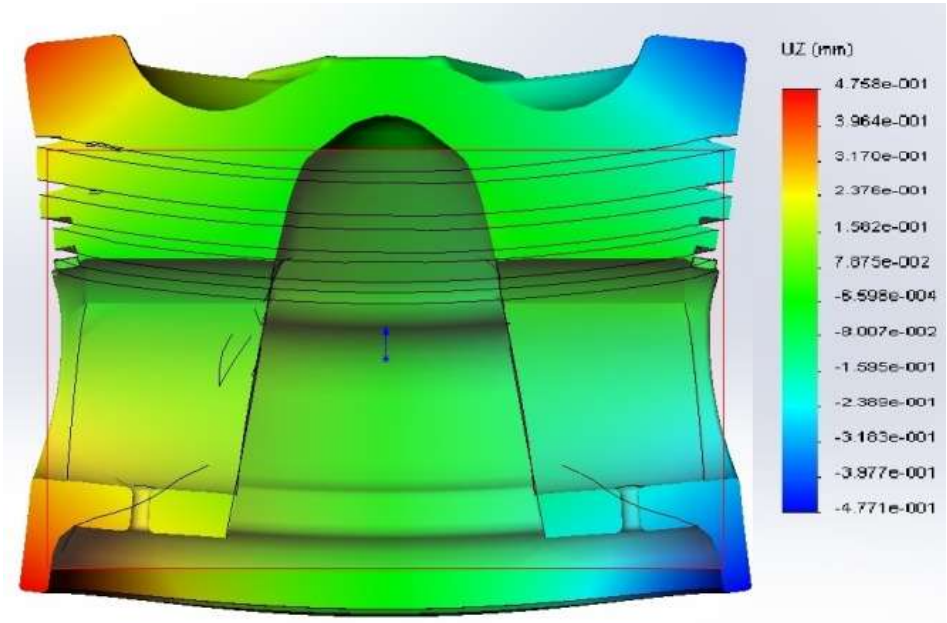


Рис.3. Радиальные деформации поршня на номинальном режиме работы, сечение по оси поршневого пальца

На основании результатов этих расчетов были определены и проанализированы «горячие» профили боковой поверхности поршня (рис. 4 и 5).

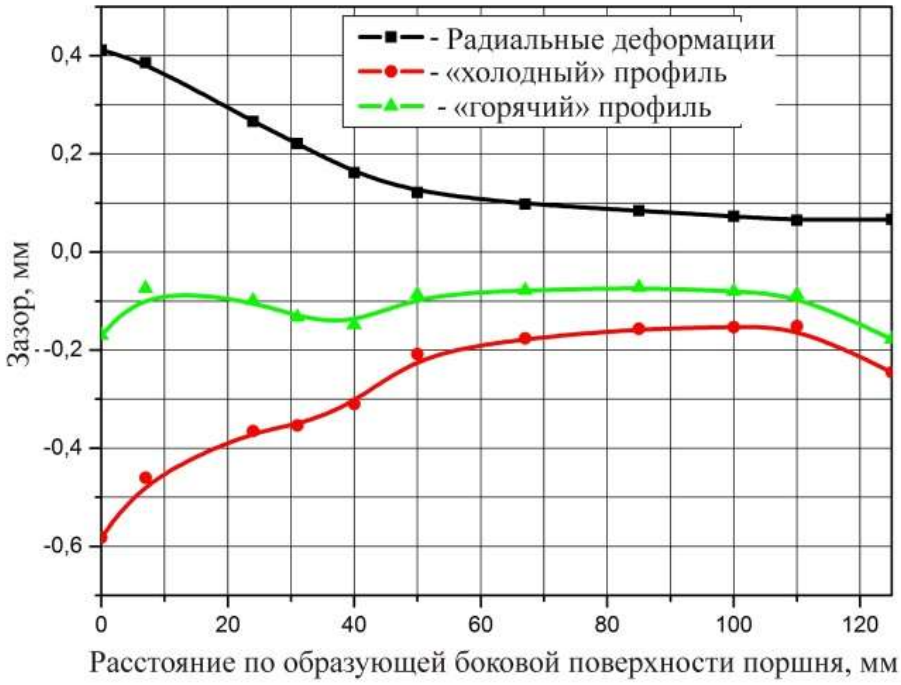


Рис. 4. Расчет «горячего» профиля боковой поверхности базового варианта поршня на номинальном режиме работы, сечение перпендикулярно оси поршневого пальца

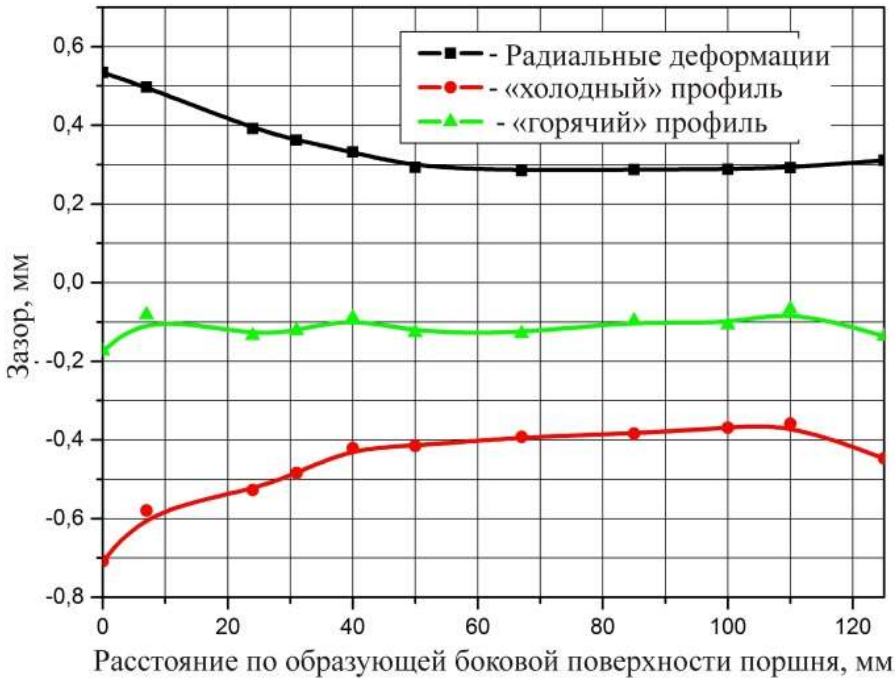


Рис. 5. Расчет «горячего» профиля боковой поверхности базового варианта поршня на номинальном режиме работы, сечение по оси поршневого пальца

Для дальнейшего анализа качества выбранного профиля поршня использовалась информация по радиальным термомеханическим деформациям цилиндра. Результаты расчета этих деформаций на

выбранных режимах внешней скоростной характеристики приведены на рис. 6.

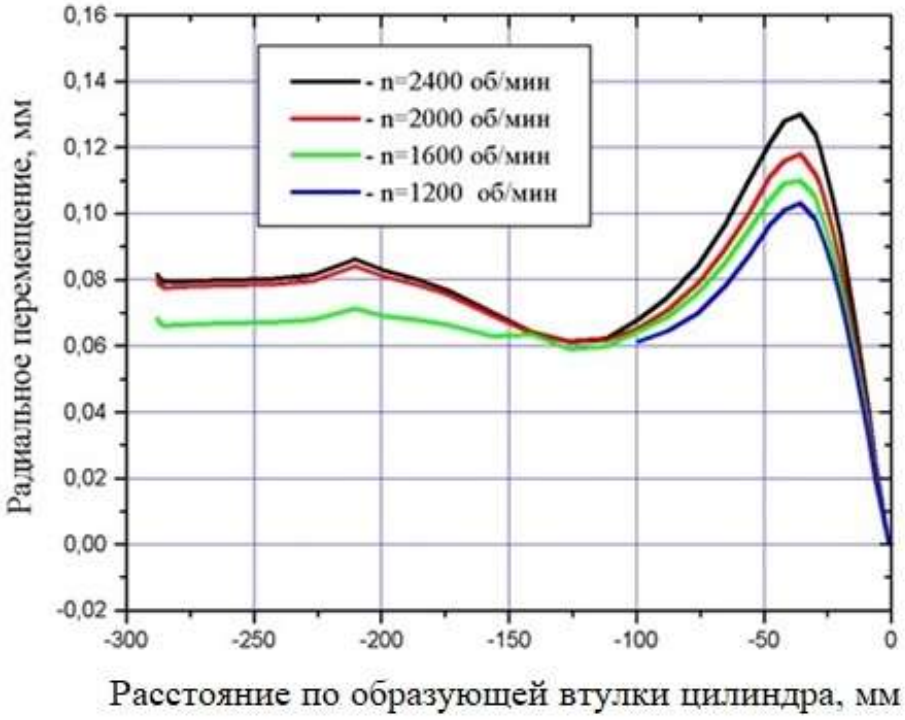


Рис. 6. Распределение радиальных перемещений рабочей поверхности цилиндровой втулки дизеля

Очевидно, что термомеханические деформации рабочей поверхности цилиндра в нашем случае на всех расчетных режимах качественно похожи и способствуют увеличению зазора «поршень-цилиндр» во всех зонах пары трения.

Вся совокупность полученной информации позволяет сделать следующие выводы о качестве выбора «холодного» профиля зазоров в ЦПГ базового варианта поршня.

С учетом рабочих деформаций цилиндровой втулки, величины зазоров по тронковой части поршня явно завышены. Это является одной из причин повышенного расхода масла на угар, наблюдающегося для базового варианта двигателя. Кроме того, они обеспечивают повышенную интенсивность перекладки поршня, что, с учетом малой толщины стальной цилиндровой втулки, отсутствия промежуточного пояса опирания, негативно влияет на ресурсные и акустические показатели двигателя.

Очевидно неблагоприятным является характер распределения зазоров в головной части поршня. Отсутствие сглаженной «бочкообразной» поверхности при возможном контакте с поверхностью цилиндра при перекосе поршня в пределах зазора приводят к необходимости увеличения

«холодных» зазоров в этой части. Это также не обеспечивает оптимальных условий уплотнения камеры сгорания и увеличивает расход масла на угар.

Очевидна явно завышенная площадь пятна контакта в паре «поршень-гильза», мало выражен гидродинамически оптимальный профиль рабочей поверхности, что ведет к росту потерь трения в ЦПГ и снижению несущей способности тронка поршня.

Сравнение вариантов профилей поршней

Для проведения дальнейших сравнительных исследований были использованы четыре варианта овало-бочкообразных профилей модифицированного варианта поршня, отличающихся величиной и расположением «пятна контакта» сопряжения «поршень-цилиндр».

Во всех вариантах этих поршней уменьшены величины зазоров. В отличие от базового профиля типа «односторонняя бочка», все модифицированные профили – типа «двухстороння бочка» с разной степенью полноты. При этом положение зоны контакта согласовано с положением оси поршневого пальца для уменьшения амплитуды перекоса оси поршня при его движении в пределах зазора.

Один из модифицированных вариантов профиля, в дальнейшем показавший наилучший результат, приведен на рис. 7.

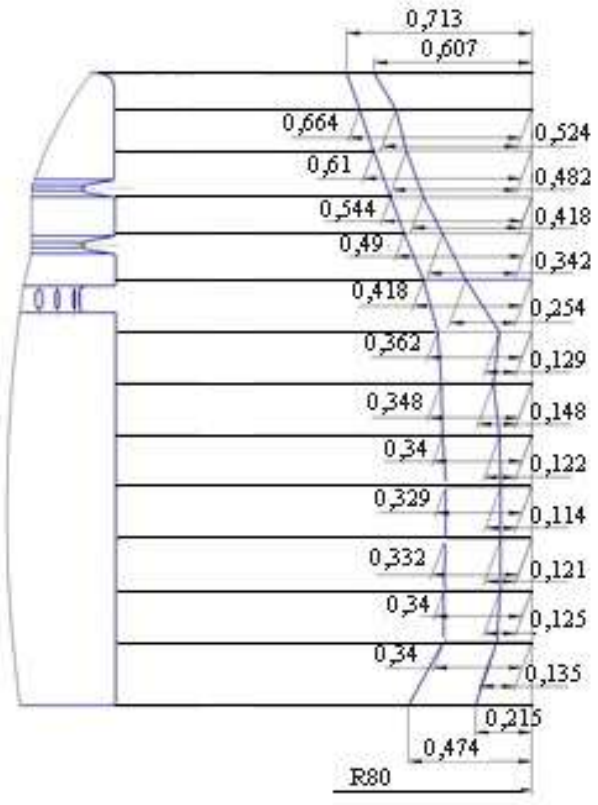


Рис. 7. Эскиз профиля боковой поверхности модифицированного варианта поршня исследуемого дизеля

Результаты расчета «горячего» профиля этого варианта поршня на номинальном режиме работы двигателя представлены на рис. 8 и 9.

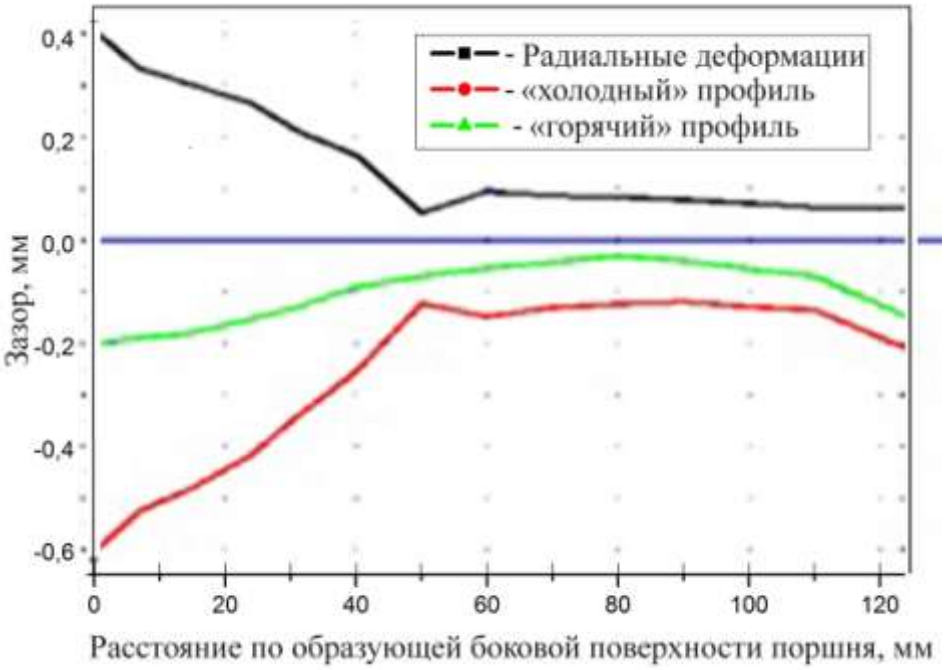


Рис. 8. Расчет «горячего» профиля боковой поверхности модифицированного варианта поршня на номинальном режиме работы, сечение перпендикулярно оси поршневого пальца

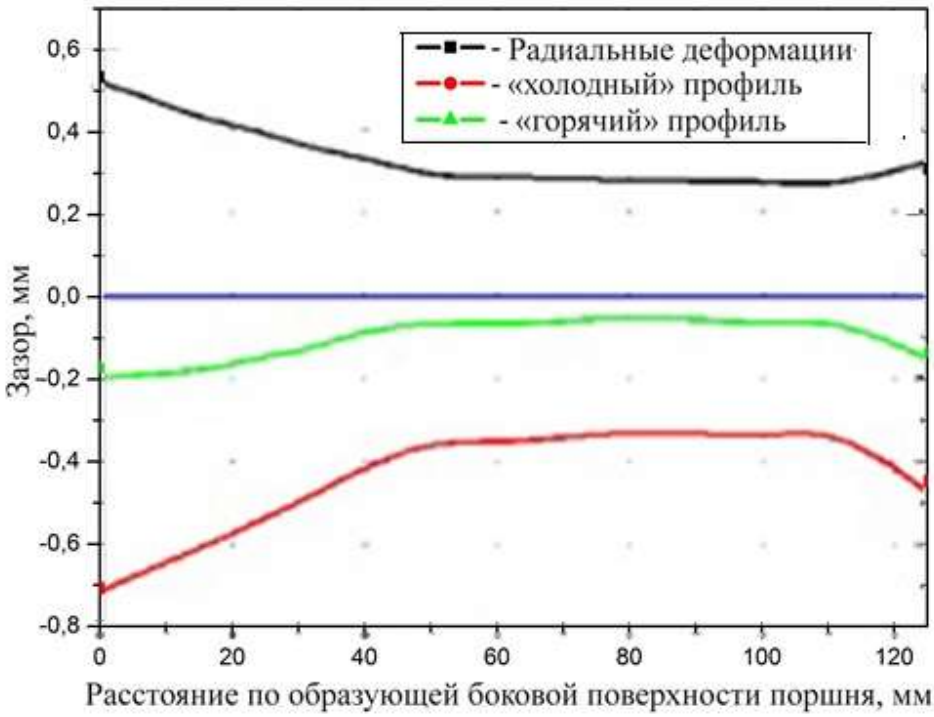


Рис. 9. Расчет «горячего» профиля боковой поверхности модифицированного варианта поршня на номинальном режиме работы, сечение по оси поршневого пальца

Результаты

Как следует из полученных результатов, для разработанного «горячего» профиля улучшилось гидродинамическое качество рабочей поверхности тронка, положение пятна контакта приблизилось к оси качания поршня, что способствует уменьшению амплитуды качания оси поршня относительно оси цилиндра. Размер зоны трения уменьшился, что должно дать эффект снижения потерь трения в ЦПГ.

Для оценки степени влияния исследованных профилей боковой поверхности поршня было произведено моделирование процессов смазывания и трения в ЦПГ дизеля для всех вариантов исполнения поршня в сопоставлении с базовым.

Моделирование процессов трения в ЦПГ производилось с помощью программно-методического комплекса «Трибология ЦПГ», разработанного авторами статьи [8, 9]

В качестве базы для сравнения был принят начальный четырехколечный вариант поршня (рис.1). Предлагаемые варианты профилей рассчитывались для модифицированного варианта трехколечного поршня.

Расчеты проводились для четырех точек винтовой характеристики дизеля при n=2400, 2000, 1600, 1200 об/мин.

Результаты расчетов мощности механических потерь сведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Баланс мощности механических потерь на режимах винтовой характеристики, базовый вариант поршня дизеля

Режим, n, об/мин	Мощность механических потерь, кВт/цил					
	Первое компр.	Второе компр.	Первое маслосъем.	Второе маслосъем.	Тронк	Суммарно
2400	4,90	3,09	2,41	2,31	3,56	16,27
2000	3,92	2,52	1,93	1,85	2,83	13,05
1600	2,91	1,98	1,43	1,38	2,10	9,80
1200	2,05	1,42	0,95	0,92	1,44	6,78

Таблица 2

Баланс мощности механических потерь на режимах винтовой характеристики, модифицированный вариант поршня дизеля

Режим, n, об/мин	Мощность механических потерь, кВт/цил				
	Первое компр.	Второе компр.	Маслосъемное	Тронк	Суммарно
2400	4,89	3,24	2,72	2,65	13,49
2000	3,99	2,69	2,09	2,07	10,84
1600	2,93	2,07	1,54	1,60	8,14
1200	2,13	1,58	0,99	1,10	5,80

Анализ полученных результатов показывает, что применение модифицированного варианта ЦПГ обеспечивает существенное снижение мощности потерь трения. Совместный эффект замены комплекта поршневых колец и профиля тронка позволяет уменьшить мощность трения в ЦПГ по сравнению с базовым вариантом на 14...17% в зависимости от режима работы двигателя. Следует заметить, что вклад в это повышение эффективности двигателя вносит как изменение конструкции поршневых колец, так и профиля боковой поверхности тронка поршня.

Экспериментальная проверка предложенного варианта конструкции ЦПГ в целом подтвердили выводы, сделанные на базе вышеприведенного расчетного исследования.

Заключение

Снижение потерь на трение в общемировом аспекте имеет очень важное значение. Например, 50…55% мощности, вырабатываемой поршневым двигателем, расходуется на преодоление трения и износ материалов (у отлаженного современного автомобильного двигателя - 20…25% энергии). В процессе эксплуатации эти потери возрастают. Их уровень во многом определяет эффективность работы двигателя, а также материальные и энергетические затраты. По данным ООН 30% всей энергии, вырабатываемой в мире, идет на преодоление сил трения, а 20% материалов, изготавливаемых в мире, идет на восстановление машин после изнашивания. Поэтому данную проблему изучают многие специалисты [10-21] , что подтверждает ее актуальность.

Перспективы исследований данного вопроса должны быть направлены на дальнейшее совершенствование методов расчетного моделирования работы пар трения с учетом режима работы поршневого двигателя, использование передовых покрытий с низким коэффициентом трения, разработка новых низковязких смазочных материалов и присадок.

Таким образом, разработанная методика позволяет на стадии проектирования прогнозировать эффективность работы ЦПГ в плане минимизации мощности механических потерь при одновременном обеспечении беззадирной работы поршневой группы, что способствует повышению надежности и работоспособности двигателя в целом. Следует отметить, что используемые в расчетах методики являются полностью универсальными и могут быть использованы при проектировании или модернизации ЦПГ любого четырехтактного поршневого двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Shabanov A.Y., Galyshev Y.V., Sidorov A.A. Anti-friction composition as a means to restore worn engine performance // International Review of Mechanical Engineering. 2017. Т. 11. № 5. С. 305-310.

[2] Шабанов А.Ю., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б., Сидоров А.А. Экспериментальное исследование влияния высокотемпературной вязкости моторного масла на технико-экономические показатели высокооборотного поршневого двигателя внутреннего сгорания. //Современное машиностроение. Наука и образование. 2017. № 6. С. 804-814.

[3] Путинцев С.В., Аникин А.А., Агеев А.Г. Применение принципа трибоадаптивности для профилирования юбки поршня быстроходного дизеля Известия ВУЗов № 5(662) 2015

[4] Vellandi, V., Namani, P., Bagavathy, S., and Chalumuru, M., "Design and Development of an Ultra-Low Friction and High Power-Density Diesel for the Indian Market," SAE Technical Paper 2020-01-0834, 2020, https://doi.org/10.4271/2020-01-0834.

[5] Трение, износ и смазка. Трибология и триботехника; под ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2003. - 575 с.

[6] Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ. высш. Т291 учеб. заведений / [М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семёнов, А.В.Слоущ]. — 2-е изд., испр. — М. : Издательский центр «Академия», 2008. — 560 с.

[7] Якунин Р.В. Методические основы оптимизации профиля юбки поршня двс с целью снижения механических потерь: Автореф. …дис. к.т. Наук. – М., 2019. – 18 с.

[8] Петриченко Р.М., Шабанов А.Ю., Канищев А.Б. и др. Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС.// Изд. ЛГУ, 1990, 245 с.

[9] Шабанов А.Ю. Работа кольцевого уплотнения быстроходного дизеля. Дисс. на соиск. ученой степени к.т.н. // Л., ЛПИ им. М.И. Калинина, 1985 г.

[10] Kennedy M., Hoppe S., Esser J. Piston ring coating reduces gasoline engine friction//MTZ. –2012. –No5.–P.41–43

[11] Рождественский Ю.В., Гусев АМ. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания. ВестникЮУрГУ,No11,2006 С.78-84

[12] Белогуб А. В. Уточнение параметров силового нагружения для расчета профиля юбки поршня/А. В. Белогуб//Вестник двигателестроения. - 2015. - № 1. - С. 59-63.

[13] 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.

[14] Meng, Z., Ahling, S., and Tian, T., "Study of the Effects of Oil Supply and Piston Skirt Profile on Lubrication Performance in Power Cylinder Systems," SAE Technical Paper 2019-01-2364, 2019, https://doi.org/10.4271/2019-01-2364.
[15] C. Fang, X. Meng, and Y. Xie, “A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves,” *Tribology International*, vol. 110, pp. 232–251, 2017.
[16] Тер-Мкртичьян Г.Г., Якунин Р.В. Совершенствование методов оптимального профилирования юбки поршня с целью снижения механических потерь//Труды НАМИ No 262,2015. – С.184-186.
[17] Kenneth Holmberga, PeterAnderssona, Nils-Olof Nylunda, KariMäkeläa, Ali Erdemirb Global energy consumption due to friction in trucks and buses Tribology International Volume 78, October 2014, P. 94-114 https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.004
[18] Lu Y., Li S., Wang P., Liu C., Zhang Y. and Müller N. The Analysis of Secondary Motion and Lubrication Performance of Piston considering the Piston Skirt Profile Volume 2018 |Article ID 3240469 | 27 pages | https://doi.org/10.1155/2018/3240469
[19] Joseph, S., Johnson, J., Umate, M., and Vipin, T., "A Study of Friction Behavior of a Single Cylinder Gasoline Engine," SAE Technical Paper 2018-32-0078, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-32-0078.
[20] Fang C., Meng X. and Xie Y., “A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves,” Tribology International, vol.110, pp.232–251, 2017.
[21] Liu C., Lu Y.-J., Zhang Y.-F., Li S. and Müller N., “Numerical study on the lubrication performance of compression ring cylinder liner system with spherical dimples,” PLoS ONE, vol. 12, no.7, Article IDe0181574, 2017.

A.Yu. Shabanov, A.A. Sidorov, A.B. Zaitsev, O.V. Abysov, V.V. Rumyantsev

METHOD FOR CALCULATING AND SELECTION THE OPTIMAL PROFILE OF CLEARANCE IN PAIRS OF CYLINDER-PISTON GROUP OF PISTON ENGINE

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia

Abstract

The authors present an analysis of the work of the cylinder-piston group parts and a method for determining the gap values in the parts of the cylinder-piston group of a piston engine.

The method is developed on the basis of calculating the power of mechanical losses in the cylinder-piston group of a diesel engine while maintaining the oil burning loss within the permissible limits for operation without scuffing of the cylinder-piston group. This ensures a guaranteed gap in the loaded zone of the "piston-cylinder sleeve" friction pair, taking into account the heat-stressed and deformed state of the piston and engine cylinder over the entire range of operating modes.

This article will illustrate the method of calculating the profile of working gaps in the cylinder-piston group, developed at the Higher school of power engineering of the Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University.

This method has been successfully tested in the course of a number of specific design developments carried out in the interests of industrial enterprises in the diesel engine industry.

Keywords: cylinder-piston group parts, piston engine, power of mechanical losses, the oil burning losses, friction losses, wear, without scuffing the cylinder operation.

REFERENCES

[1] Shabanov A.Y., Galyshev Y.V., Sidorov A.A. Anti-friction composition as a means to restore worn engine performance // International Review of Mechanical Engineering. 2017. T. 11. № 5. C. 305-310.

[2] Shabanov A.Yu., Galyshev Yu.V., Zaytsev A.B., Sidorov A.A. Pilot study of influence of high-temperature viscosity of engine oil on technical and economic indicators of a high-speed piston internal combustion engine.//Modern mechanical engineering. Science and education. 2017. No. 6. Page 804-814.

[3] Putintsev S. V., Anikin A. A., Ageev A. G. Application of the triboadaptivity principle for profiling the piston skirt of a high-speed diesel engine Izvestiya Vuzov № 5 (662) 2015

[4] Vellandi, V., Namani, P., Bagavathy, S., and Chalumuru, M., "Design and Development of an Ultra-Low Friction and High Power-Density Diesel for the Indian Market," SAE Technical Paper 2020-01-0834, 2020, https://doi.org/10.4271/2020-01-0834.

[5] Friction, wear and lubrication. Tribology and tribology; under the editorship of A. V. Chichinadze. - M.: Mashinostroenie, 2003. - 575 p.

[6] Theory of mechanisms and machines: studies. student's guide. higher T291 studies. institutions / [M. 3. Kolovsky, A. N. Evgrafov, Yu. a. Semenov, A.V. Sloushch]. - 2nd ed., ISPR. - Moscow: Publishing center "Academy", 2008. - 560 p.

[7] Yakunin R. V. Methodological foundations of optimizing the profile of the piston skirt of the internal combustion engine to reduce mechanical losses:

Abstract Diss. on competition of a scientific degree. Academic degree Ph. D. // - M., 2019. - 18 p.
[8] Petrichenko R. M., Shabanov A. Yu., Kanishchev A. B. et al. Friction and heat transfer in piston rings of internal combustion engines.// Ed. LGU, 1990, 245 p.
[9] Shabanov A. Yu. Work of the ring seal of high-speed diesel. Diss. on competition of a scientific degree. Academic degree Ph. D. // L., LPI them. M. I. Kalinina, 1985
[10] Kennedy M., Hoppe S., Esser J. Piston ring coating reduces gasoline engine friction//MTZ. –2012. –No5.–P.41–43
[11] Rozhdestvensky Yu. V., Gusev AM. Radial profiling of the guide part of the internal combustion engine piston. Vestnik SUSU,No 11,2006 P. 78-84
[12] Belogub A.V. Specification of force loading parameters for calculating the profile of the piston skirt/A.V. Belogub//Bulletin of engine construction. - 2015. - no. 1. - Pp. 59-63.
[13] 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.
[14] Meng, Z., Ahling, S., and Tian, T., "Study of the Effects of Oil Supply and Piston Skirt Profile on Lubrication Performance in Power Cylinder Systems," SAE Technical Paper 2019-01-2364, 2019, https://doi.org/10.4271/2019-01-2364.
[15] C. Fang, X. Meng, and Y. Xie, “A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves,” *Tribology International*, vol. 110, pp. 232–251, 2017.
[16] Ter-Mkrtichyan G. G., Yakunin R. V. Improvement of methods for optimal profiling of the piston skirt in order to reduce mechanical losses//Proceedings of NAMI No 262, 2015. - P. 184-186.
[17] Kenneth Holmberga, PeterAnderssona, Nils-Olof Nylunda, KariMäkeläa, Ali Erdemirb Global energy consumption due to friction in trucks and buses Tribology International Volume 78, October 2014, P. 94-114 https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.004
[18] Lu Y., Li S., Wang P., Liu C., Zhang Y. and Müller N. The Analysis of Secondary Motion and Lubrication Performance of Piston considering the Piston Skirt Profile Volume 2018 |Article ID 3240469 | 27 pages | https://doi.org/10.1155/2018/3240469
[19] Joseph, S., Johnson, J., Umate, M., and Vipin, T., "A Study of Friction Behavior of a Single Cylinder Gasoline Engine," SAE Technical Paper 2018-32-0078, 2018, https://doi.org/10.4271/2018-32-0078.
[20] Fang C., Meng X. and Xie Y., “A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves,” Tribology International, vol.110, pp.232–251, 2017.

[21] Liu C., Lu Y.-J., Zhang Y.-F., Li S. and Müller N., “Numerical study on the lubrication performance of compression ring cylinder liner system with spherical dimples,” PLoS ONE, vol. 12, no.7, Article IDe0181574, 2017.

АВТОРСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ

А
Абызов О.В., 519
Абышев О.А., 3
Аксенов Л.Б., 427
Анохин А.В., 297

Б
Бабичев Д.А., 681, 710
Барбашов Н.Н., 77
Бахрами М.Р., 185
Безруков А.В., 297
Белогур В.П., 312
Борботько В.А., 403
Брянский А.А., 333, 347

В
Валиулина А.А., 483
Васильев А.К., 333, 347, 359
Вульфсон И.И., 57

Г
Гоциридзе А.В., 440
Грачев А.А., 497
Груздев И.А., 90

Д
Давыденко Л.В., 387
Дударенко Н.А., 103

Е
Евграфов А.Н., 114, 166
Егоров Е.Н. , 387
Егорова О.В., 77
Егорова Ю.Б., 387
Ежова Н.В., 21

Ж
Жавнер В.Л., 312
Жавнер М.В., 312

З
Забродина Е.В., 34
Задорожная Е.А., 207
Зайцев А.Б., 519
Зиновьева Т.В., 196, 280

И
Иванова Л.А., 21

К
Каразин В.И., 166
Коган Е.А., 224, 241
Корендясев Г.К., 127
Крундышев Т.М., 497
Кузнецов П.А., 440
Кузьмичев И.С., 541, 465
Кункин С.Н., 427

Л
Лагунова М.В., 21
Лебедев С.Ю., 90
Леванов И. Г., 207

М
Манжула К.П., 483
Мельников В.Г., 103, 479
Мельников Г.И., 103
Мирошниченко С.Т., 224
Мэкио Ю., 3

Н
Наумкин Н.И., 297
Наумкин Н.И., 34
Никитин Д.Н., 207

П
Петров Г.Н., 114
Плешков А.А., 403
Плотников Д.Г., 507
Полищук М.Н., 333, 359
Помпеев К.П., 403
Попов А.Н., 333, 347, 359
Потапов Н.М., 427
Просторова А.О., 440
Пухлий В.А., 224, 241, 259
Пухлий К.В., 224, 241, 259

Р
Радкевич М.М., 465
Решетов Д.В., 347, 359
Рожков Д.А., 34
Румянцев В.В., 519

С
Саламандра К.Б., 127
Семенов Е.С., 259
Семенов Ю.А., 140
Семенова Н.С., 140
Сидоров А.А., 519
Скворцова С.В., 387
Стахин Д.Р., 507

Т
Талапов В.В., 103, 479
Терешин В.А., 166
Тимофеева О.С., 43
Третьяков В.П., 440

Ф
Филиппенко Г.В., 280

Х
Хлебосолов И.О., 166

Ч
Чеканин А.В., 373
Чеканин В.А., 373
Чжао Вэнь, 312
Чукичев А.В., 43

Ш
Шабанов А.Ю., 519

Я
Яблочников Е.И., 3