MECHANICAL ENGINEERING SOLUTIONS

Design, Simulation, Testing and Manufacturing

Vol. 2

Editor

Tigran Parikyan

ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Проектирование, моделирование, испытание и изготовление

Том 2

Редактор

Тигран Ф. Парикян

Yerevan, Armenia

Ереван, Армения

American University *of* Armenia Press

ИРМ 2018

17-19 Сентября 2018
Ереван, Армения

Труды

1ой Международной конференции
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ: проектирование, моделирование, испытание и изготовление

ОРГАНИЗАТОРЫ:

Национальный политехнический университет Армении

AUA
American University *of* Armenia
Американский университет Армении

ПОСВЯЩАЕТСЯ:

- 2800-летию города Еревана
- 85-ой годовщине Национального Политехнического университета Армении

IFToMM

Под эгидой Международной Федерации по Продвижению Науки о Механизмах и Машинах (ИФToММ)

Министерство образования и науки РА
Комитет по науке

РОСГОССТРАХ
ՌՈՍԳՈՍՍՏՐԱԽ ԱՐՄԵՆԻԱ

UNIDO

Инженерные решения в машиностроении ИРМ-2018 - Т. Ф. Парикян (ред.)
© Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения
© Американский университет Армении, Ереван, Армения
ISBN 978-9939-1-0894-0

Труды 1-ой Международной конференции
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ 2018

ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Проектирование, моделирование, испытание и изготовление

Том 2

Редактор

Тигран Ф. Парикян

Передовые технологии моделирования
АВЛ Лист ГмбХ, Грац, Австрия

Совместное издание Национального политехнического университета Армении и Американского университета Армении
Ереван, Армения

© 2018 National Polytechnic University of Armenia, Yerevan, Armenia
© 2018 American University of Armenia, Yerevan, Armenia

Permission is granted to copy and to disseminate these Proceedings in full or as separate papers, without any changes. When reprinting the papers or reusing parts of them in other publications, referencing these Proceedings as a primary source is obligatory.

Although all care is taken to ensure integrity and quality of this publication and the information herein, no responsibility is assumed by the conference organizers, publishers nor the editor for any damage to the property or persons as a result of operation or use of this publication and/or the information contained herein, disregarding the permissions the authors of the papers have got or had to get from the organizations they have indicated to be affiliated with, or any third parties.

ISBN 978-9939-1-0895-7

© 2018 Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения
© 2018 Американский университет Армении, Ереван, Армения

Разрешается свободно копировать и распространять настоящие Труды в полном объеме или отдельными статьями, без каких-либо изменений. При перепечатке статей или при повторном использовании их частей в других публикациях ссылка на настоящие Труды в качестве первоисточника обязательна.

Несмотря на все меры, принятые для обеспечения корректности и качества данной публикации и содержащейся в ней информации, ни организаторы конференции, ни издатели и ни редактор не несут никакой ответственности за какой бы то ни было ущерб собственности или лицам в результате использования данной публикации и/или содержащейся в ней информации, вне зависимости от разрешений, которые авторы статей получили или должны были получить от организаций, от имени которых были представлены соответствующие статьи, равно как и от любых иных юридических или физических лиц.

ISBN 978-9939-1-0894-0

ОГЛАВЛЕНИЕ

Том 1

ПРЕДИСЛОВИЕ ix

СЕКЦИЯ А:
Конструирование / Вибрации / Силовые агрегаты / Транспортные средства

A0. ИРМ2018-K1 (ПЛЕНАРНЫЙ ДОКЛАД, англ .) 2
КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НА РАННЕЙ СТАДИИ ПРОЕКТА: КАК СОКРАТИТЬ ВРЕМЯ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ СИЛОВОГО ПРИВОДА, СОХРАНИВ ВЫСОКОЕ КАЧЕСТВО РЕЗУЛЬТАТОВ
Тигран ПАРИКЯН - АВЛ Лист ГмбХ, Грац, АВСТРИЯ

AE1. ИРМ2018-05 (англ .) 4
РАЗРАБОТКА ПРОМЫШЛЕННЫХ НЕПРЕРЫВНО РЕГУЛИРУЕМЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ НА ОСНОВЕ МЕТОДА ВИРТУАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
Мирон ЯНИЧ, Михаэль МИКЛАУЧИЧ – СЭТ Устойчивые энерготехнологии ГмбХ, Клагенфурт, АВСТРИЯ;
Тигран ПАРИКЯН, Саша БУКОВНИК – АВЛ Лист ГмбХ, Грац, АВСТРИЯ

AE2. ИРМ2018-22 (англ .) 15
ИССЛЕДОВАНИЕ СЛУЧАЯ ОБНАРУЖЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ В СВЯЗИ С ИЗНОСОМ КОМПРЕССОРА
Николас ПЕТОН, Сергей ДРЫГИН, Тагумпай ДЕ ГУЗМАН - Бейкер Хьюз, компания Дженерал Электрик, Нант, ФРАНЦИЯ / Москва, РОССИЯ / Тагуиг, ФИЛИППИНЫ

AE3. ИРМ2018-28 (англ .) 18
АНАЛИЗ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И ПОДШИПНИКОВ, И ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ
Илья Л. ПИРАНЕР, Цзивей ЛЮ, Амит ГАБАЛЕ - Камминс инк., Колумбус, США

AE4. ИРМ2018-30 (англ .) 28
ОПТИМИЗАЦИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ НАГРУЗКАХ ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ЛОКАЛЬНЫХ СЕТЕЙ
Клеменс ФРАНК, Гюнтер ХЕРДИН и Рюдигер ХЕРДИН – ПГЕС ГмбХ, Вена и Йенбах, АВСТРИЯ

СЕКЦИЯ В:
Механизмы / Роботы / Биомеханика

B0. ИРМ2018-K2 (ПЛЕНАРНЫЙ ДОКЛАД, англ .) 37
ЭВОЛЮЦИЯ, ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ НАУКИ О МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ В АРМЕНИИ
Ю. Л. САРКИСЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ

BE1. ИРМ2018-04 (англ .) 44
ПРИНЦИП КОНСТРУИРОВАНИЯ СОЛНЕЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ ДОМАШНЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
Г. ДАРБИНЯН – Шанхай Кунджек ручные инструменты и оборудование Ко. Лтд., Шанхай, КИТАЙ

BE2. ИРМ2018-14 (англ .) 51
МОДЕЛИРОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛАТФОРМОЙ СТЮАРТА В СРЕДЕ MATLAB
А.Т. УЛИКЯН, А.Л. МХИТАРЯН, А.А. АКОПЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ
М.С. ГАСПАРОВ - ООО «УРАРТУ», Самара, РОССИЯ

BE3. ИРМ2018-16 (англ .) 56
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОБОТОВ-МАНИПУЛЯТОРОВ С УМЕНЬШЕННЫМ УСКОРЕНИЕМ ЦЕНТРА МАСС
В. А. АРАКЕЛЯН - Национальный институт прикладных наук ИНСА, Ренн, ФРАНЦИЯ

BE4. ИРМ2018-27 (англ .) 63
ОПТИМИЗИРОВАННЫЙ МЕТОД СИСТЕМЫ СОРТИРОВКИ ОТХОДОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА
С. КАССИС, Р. РИЗК - Ливанский университет, Бейрут, ЛИВАН

BE5. ИРМ2018-37 (англ .) 73
МЕТОДОЛОГИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ КУЛАЧКОВ
Мирослав ВАЦЛАВИК и Петр ЖИРАСКО - ВУТС, Либерец, ЧЕШСКАЯ РЕСПУБЛИКА

Том 2

СЕКЦИЯ A:
Конструирование / Вибрации / Силовые агрегаты / Транспортные средства

AR1. ИРМ2018-01. 2
ОРИГИНАЛЬНЫЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ И КРЕПЛЕНИЯ СИСТЕМ АМОРТИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ
МИНАСЯН М. А., МИНАСЯН А. М., Аунг Мьо ТХНАТ и Киав Тхет НАИНГ -Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, РОССИЯ

AR2. ИРМ2018-03 9
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КУБИЧЕСКОГО НЕЛИНЕЙНОГО ВЯЗКОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ НА РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ГИРОСКОПИЧЕСКОГО ЖЕСТКОГО РОТОРА
Ж. ИСКАКОВ - Алматинский университет энергетики и связи, Алматы, КАЗАХСТАН

AR3. ИРМ2018-06 16
ВАКУУМНЫЕ ОПОРЫ АВТОКРАНА
С.Г. АВАГЯН - Гюмрийский филиал Национального политехнического университета Армении, Гюмри, АРМЕНИЯ

AR4. ИРМ2018-08 20
ОПТИМАЛЬНЫЕ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ КОЛЕСНЫХ КАМНЕДОБЫВАЮЩИХ МАШИН
Д.А.АСАТРЯН и С.С.АРУТЮНЯН - Гюмрийский филиал Национального политехнического университета Армении, Гюмри, АРМЕНИЯ

AR5. ИРМ2018-10 27
МЕТОДИКА ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ОСНОВАННЫХ НА ПОВЕРХНОСТЯХ КЛАССА «А» В ПРОЦЕССЕ РАЗРАБОТКИ ИЗДЕЛИЯ
Д.Г.ЮРМУЗЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ, и
А.О.ТУТХАЛЯН - ОАО «Прогресстех-Армения», Ереван, АРМЕНИЯ

AR6. ИРМ2018-11 32
ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ АДАПТИВНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА SIMULATIONX
А.К.ТУЛЕШОВ, А.А.ДЖОМАРТОВ, К.С.ИВАНОВ, Ю.М.ДРАКУНОВ, Е.С.ТЕМИРБЕКОВ, А.Т. КАИМОВ - Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Алматы, КАЗАХСТАН

AR7. ИРМ2018-12 38
РАЗРАБОТКА И ТРИБОЛОГИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗАСБЕСТОВЫХ ТОРМОЗНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ
С.Г. АГБАЛЯН, Н.Г. МЕЛИКСЕТЯН, Г.Н. МЕЛИКСЕТЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ

AR8. ИРМ2018-38 44
РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ НЕЛИНЕЙНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ НЕСУЩЕГО КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ СТОЛКНОВЕНИЯ
Г.В. МУСАЕЛЯН и В.Г. МУСАЕЛЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ

СЕКЦИЯ B:
Механизмы / Роботы / Биомеханика

BR1. ИРМ2018-13 50
МОДЕЛИРОВАНИЕ И ПРОЕКТРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ В СРЕДЕ MATLAB
А.Т. УЛИКЯН, А.Л. МХИТАРЯН, А.А. АКОПЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ
М.С. ГАСПАРОВ - ООО «УРАРТУ», Самара, РОССИЯ

BR2. ИРМ2018-20 55
СОЗДАНИЕ МАНИПУЛЯТОРОВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ И РАБОТЫ С РАДИОАКТИВНЫМИ ВЕЩЕСТВАМИ
А.А. МАНУКЯН, А.Э. АВЕТИСЯН, Р.К. ДАЛЛАКЯН, В.Х. ЭЛБАКЯН, Г.А. ОГАНЕСЯН, Р.В. АВЕТИСЯН - Национальная научная лаборатория им. А.Алиханяна (ЕрФИ), Ереван, АРМЕНИЯ

BR3. ИРМ2018-23 59
ТРЕНИЕ ОПОРЫ КАЧЕНИЯ СО СПРЯМЛЕННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ПО УПРУГОВЯЗКОМУ ГРУНТУ
К. БИСЕМБАЕВ, Т.Б. ДИКАМБАЙ - Казахский Национальный педагогический университет имени Абая, Алматы, КАЗАХСТАН

BR4. ИРМ2018-24 66
УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЕ СХЕМЫ ПОДМОСТЕЙ
ТЕМИРБЕКОВ Е.С., ТУЛЕШОВ А.К., ДЖОМАРТОВ А.А. - Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Алматы, КАЗАХСТАН

BR5. ИРМ2018-25. 71
АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕАБИЛИТАЦИОННЫХ СРЕДСТВ - АССИСТЕНТОВ ДВИЖЕНИЯ ЧЕЛОВЕКА
С. Д. КАЗАРЯН, М. Г. АРУТЮНЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ
В. А. АРАКЕЛЯН - Национальный институт прикладных наук ИНСА, Ренн, ФРАНЦИЯ

BR6. ИРМ2018-35. 81
СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ НОВЫХ ℓ КООРДИНАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРИВОДОВ МЕЖДУ ОСНОВАНИЕМ И ВЫХОДНЫМ ЗВЕНОМ
В.А. ГЛАЗУНОВ, Г.В. РАШОЯН, А.К. АЛЕШИН, С.А СКВОРЦОВ, К.А. ШАЛЮХИН, В.Ф. ЮДКИН, А.С. ГАЛИГЕРОВА, А.В. АНТОНОВ - Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, РОССИЯ

BR7. ИРМ2018-42 87
ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОБОТИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ СТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ И КОНСТРУКЦИЙ
Л.А. РЫБАК, Ю.А. МАМАЕВ, В.С. КУЗЬМИНА, Д.И. МАЛЫШЕВ, Л.Г. ВИРАБЯН - Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, и ООО «Карботек», Белгород, РОССИЯ

СЕКЦИЯ C:
Производство / Обработка / Режущие инструменты

CR1. ИРМ2018-07 96
ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОРУНДОВЫХ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН
АРЗУМАНЯН А. М. - Гюмрийский филиал Национального политехнического университета Армении, Гюмри, АРМЕНИЯ

CR2. ИРМ2018-21 106
ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОЦЕССА ПРЕССОВАНИЯ БРИКЕТОВ ИЗ НЕСПЕЧЕННОГО ПОРОШКА В ЖЕСТКОЙ КОНИЧЕСКОЙ МАТРИЦЕ
Г.Л. ПЕТРОСЯН, М.Г. АРЗУМАНЯН, А.А. БАБАЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ

CR3. ИРМ2018-26 111
ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОСАДКИ ПОЛОСЫ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ ПЛАСТИЧНОСТИ ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ
А.К. КАРАПЕТЯН - Национальный политехнический университет Армении, Ереван, АРМЕНИЯ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Перед Вами Труды 1-ой Международной конференции «ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ: проектирование, моделирование, испытание и изготовление» (ИРМ-2018), которая проходила 17-19 сентября 2018 года в г. Ереване, Армения.

Конференция была организована Национальным политехническим университетом Армении (НПУА) в партнерстве с Американским университетом Армении (АУА), под эгидой Международной федерации по продвижению науки о механизмах и машинах (ИФToММ).

Выражаем искреннюю благодарность нашим спонсорам за финансовую поддержку конференции:

- Государственному комитету по науке Министерства образования и науки Армении
- ЗАО Страховой компании «Росгосстрах-Армения»
- Армянскому бюро Организации Объединённых Наций по промышленному развитию (ЮНИДО)

Целью конференции было основать форум, регулярно объединяющий исследователей из технических университетов и специалистов-практиков из промышленных предприятий в области машиностроения. Благодаря многопрофильности программы и международному масштабу, конференция должна дать импульс для создания коммуникационной и образовательной платформ, а также способствовать контактам и сотрудничеству между университетами, научно-исследовательскими центрами и промышленными предприятиями разных стран.

Хотя конференция в основном сосредоточена на технических вопросах проектирования, расчета, производства и использования различных машин и механических систем (таких, например, как точность, грузоподъемность, производительность и т.д.), рыночные аспекты – такие как выгода клиентов, экономическая эффективность, современные тенденции, и т.д. – также рассмотрены. В большинстве статей показано существующее или потенциальное практическое применение известных или вновь разрабатываемых конструкций, технологий и оборудования, а также теорий, методов, алгоритмов и программного обеспечения.

Настоящие Труды содержат 29 статей (две из них – это пленарные доклады), представленных на конференции учеными и инженерами из 10 различных стран.

Согласно темам, статьи сгруппированы в три секции:

СЕКЦИЯ A: Конструирование / Вибрации / Силовые агрегаты / Транспортные средства

СЕКЦИЯ B: Механизмы / Роботы / Биомеханика

СЕКЦИЯ C: Производство / Обработка / Режущие инструменты

Официальным языком конференции являются английский и русский. В конце каждой статьи есть аннотация на втором официальном языке.

Ниже приведены имена сопредседателей конференции, членов международного консультативного совета, местного программного и организационного комитетов.

Сопредседатели конференции

Марухян Востаник, Ректор Национального политехнического университета Армении (НПУА)

Тер-Кюрегян Армен, Президент Американского университета Армении (АУА)

Международный консультативный совет

Айрапетян Геворг, Джон Дир ГмбХ и Ко. КГ (Германия)
Акри Антонио, Миланский политехнический институт (Италия)
Арабян Ара, Университет Аризоны (США)
Аракелян Виген, Национальный институт прикладных наук г. Ренн (Франция)
Байгунчеков Жумадил, Казахско-Британский технический университет (Казахстан)
Бахадиров Гайрат, Институт механики и сейсмостойкости АН Узбекистана (Узбекистан)
Белый Михаил, Дассо Систэм Симулия Корп. (США)
Блайт Нейл, Дженерал Электрик Транспортэйшн (США)
Геворгян Геворг, Континентал Механические Компоненты Германия ГмбХ (Германия)
Глазунов Виктор, Институт машиноведения Российской АН (Россия)
Дарбинян Грайр, Шанхай Кунджек Ко. Лтд. (Китай)
Катевас Никос, Технологический образовательный институт Стэреа Эллада (Греция)
Катрашник Томаж, Университет Любляны (Словения)
Кеошкерян Рубен, Общество Фраунхофера (Германия)
Кравченко Павел, Волгодонский инженерно-технический институт, Филиал НИЯУ "МИФИ" (Россия)
Макаров Владимир, Пермский национальный исследовательский политехнический университет (Россия)
Минасян Минас, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (Россия)
Михайлов Александр, Донецкий технический университет (Украина)
Носенко Владимир, Волжский государственый технический университет (Россия)
Де Оливейра Леопольдо, Университет Сан-Паулу (Бразилия)
Пападимитриу Илиас, Георг Фишер АГ (Швейцария)
Парикян Тигран, АВЛ Лист ГмбХ (Австрия)
Пиранер Илья, Камминс, Инк. (США)
Прейс Владимир, Тульский технический университет (Россия)
Скрипник Алексей, ООО АВЛ (Россия)
Степанов Юрий, Орловский государственный университет (Россия)
Тавхелидзе Давид, Грузинский Технический Университет (Грузия)
Турманидзе Рауль, Грузинский Технический Университет (Грузия)
Фризвелл Майкл, Университет Суонси (Великобритания)
Фролов Сергей, Институт химической физики им. Н.Н. Семенова Российской АН (Россия)
Хмелев Владимир, Бийский технологический инситут (Россия)
Чеккарелли Марко, Университет Кассино и Южного Лацио, президент ИФToММ (Италия)
Чирикджян Грегори, Университет Джонса Хопкинса (США)
Эйхбергер Арно, Технический университет Граца (Австрия)
Янич Мирон, СЭТ Устойчивые Энергетические Технологии ГмбХ (Австрия)

Местный программный комитет

Саркисян Юрий (НПУА)
Баласанян Борис (НПУА)
Аджян Арам (АУА)
Арзуманян Карен (НПУА)
Казарян Сарик (НПУА)
Парикян Феликс (НПУА)
Арутюнян Микаэл (НПУА)
Мусаелян Гагик (НПУА)
Стакян Мигран (НПУА)
Верлинский Сергей (НПУА)
Зейтунян Саргис (АУА)

Местный организационный комитет

Аджян Арам (АУА)
Казарян Сарик (НПУА)
Баласанян Борис (НПУА)
Данилова Рубина (АУА) - секретарь конференции
Оганесян Татевик (НПУА)
Зейтунян Саргис (АУА)
Керьян Арам (АУА)

В заключение хотелось бы горячо поблагодарить всех, кто помог с организацией конференции и с публикацией этих трудов. Особо необходимо отметить важную роль рецензентов, которые помогли улучшить качество представленных материалов. Редактор хотел бы также поблагодарить авторов опубликованных статей и представленных докладов, а также других участников и гостей конференции. Без участия всех упомянутых лиц конференция не была бы успешной.

Редактор
Тигран Ф. Парикян
Передовые технологии моделирования
AVL List GmbH, Грац, Австрия

СЕКЦИЯ А:

Конструирование / Вибрации / Силовые агрегаты / Транспортные средства

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-01

ОРИГИНАЛЬНЫЕ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ И КРЕПЛЕНИЯ СИСТЕМ АМОРТИЗАЦИИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Минасян Минас Арменакович[1], Минасян Армен Минасович[2], Аунг Мьо Тхнат[3] и Киав Тхет Наинг[4]

[1]д.т.н., профессор Кафедры СДВС и ДУ, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия, эл. почта: mamsar@mail.ru

[2]к.т.н., инженер института информационных технологий СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия, эл. почта: menos405@gmail.com

[3]аспирант СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия, эл. почта: aungmyothant170188@gmail.com

[4]аспирант СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Россия, эл. почта: dstamarine14@gmail.com

АННОТАЦИЯ

С целью решения проблемных задач вибрации в технике обоснована актуальность применения оригинальных – запатентованных нетрадиционных виброизолирующих конструкций и креплений, в которых упругими элементами служат стальные канаты или канаты с пружинами. Приводятся примеры их практической реализации.

ВВЕДЕНИЕ

Создание высокопроизводительных машин и скоростных транспортных средств, форсированных по мощности, нагрузкам и другим рабочим характеристикам, неизбежно приводит к увеличению интенсивности и расширению спектра вибрационных и виброакустических полей. Этому способствует также широкое использование в промышленности и строительстве высокоэффективных вибрационных и виброударных процессов. Вредная вибрация нарушает планируемые конструктором законы движения машин, механизмов и систем управления, порождает неустойчивость процессов и может вызывать отказы и полную расстройку всей системы. Из-за вибрации увеличиваются динамические нагрузки в элементах конструкции, стыках и сопряжениях, снижается несущая способность деталей; инициируются трещины, возникают усталостные разрушения. Действие вибрации может приводить к трансформации внутренней структуры материалов и поверхностных слоёв, изменению условий трения и износа на контактных поверхностях деталей машин, нагреву конструкций [1–3].

Поэтому особое значение приобретают методы и средства уменьшения вибрации. Совокупность таких методов и средств принято называть виброзащитой.

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ – один из общих подходов решения проблемы вибронадёжности и виброзащитности.

Проблемы виброзащиты возникают практически во всех областях современной техники, и решение существенно опирается на специфику системы или реализуемого ею динамического процесса. Выбор законов движения исполнительных органов машин, механизмов, реализующих эти движения, геометрических форм деталей и конструкций, вида их сопряжений и характеристик механизмов, материалов и способов обработки наряду с функциональными требованиями должен отвечать требованиям вибронадёжности и виброзащитности.

Сегодня в мире существует широкий спектр различных типов виброизоляторов [2, 3], однако, учитывая, что быстрое развитие техники ставит новые проблемы с ужесточением норм на

вибрацию, актуальность дальнейшего их развития и усовершенствования растет.

В рамках данной проблемы в статье приведены практические примеры применения нетрадиционных виброизолирующих конструкций и креплений, в которых упругими элементами служат стальные канаты или канаты с пружинами (далее канатные и канатно-пружинные виброизоляторы).

КАНАТНЫЕ (ТРОСОВЫЕ) ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ (Рисунок 1). Опыт показывает, что вещи, содержащие свободные и гибкие соединения, такие как одежда, плетеные корзины, более долговечны, поскольку часть упругой энергии расходуется на трение [3–9].

Поэтому по структуре стальной канат является одним из наиболее подходящих материалов, используемых в качестве упругих элементов виброизоляторов. Показатели канатных виброизоляторов представлены в **(Таблица 1)** [3].

Анализ научно-технической и патентной литературы [2-4] показал, что канатные виброизоляторы находят широкое применение за рубежом в различных областях техники, в том числе и в военной (авиация и космонавтика, военно-морской флот и т.д.).

В зарубежном судостроении [4] канатные виброизоляторы применяются для виброизоляции интенсивных источников вибрации и структурного шума, для защиты от вибрации и удара различной электронной аппаратуры, используются в специальных контейнерах для перевозки газотурбинных двигателей и другого требующего виброзащиты оборудования. Канатные виброизоляторы Aeroflex применены, например, в специальном устройстве, предназначенном для уменьшения вибрации корпуса судна. Указывается, что оно способно уменьшить вибрацию, передаваемую корпусу от гребного винта, на 60–90%. Канатные виброизоляторы фирмы Aeroflex применяются также для снижения вибрации судовых дизелей. Все более широкое применение находят виброизолирующие канатные устройства при монтаже оборудования корабельных электронных средств, систем автоматики, навигации и связи. Специальные изолирующие крепления устанавливаются для уменьшения ударных нагрузок, которым может подвергаться оборудование при стрельбах и близких разрывах снарядов. При установке оборудования на канатные виброизоляторы воздействующий удар может быть снижен в десять и более раз. Наиболее эффективную защиту электронных приборов при испытаниях в судовых условиях от воздействия ударов и вибрации показали канатные виброизолирующие конструкции для индикаторных устройств локационных установок, комбинированных приборных пультов, шкафчиков автоматики и другого электронного оборудования [3, 4].

Стальной канат используется в шахтах с 1830 г. (раньше, чем на английских военных кораблях, благодаря которым стальные канатные изделия приобрели широкую известность). Канат обладает необходимыми упругими и диссипативными характеристиками, широко применяется на предприятиях угольной и горно-рудовой промышленности [3].

Канат в качестве виброизолирущей конструкции используется в системах виброзащиты переносного и телескопического перфоратора, подвески сидения, виброзащитных площадок, подножек и кареток.

Эффективность виброизоляционной защиты канатных виброизоляторов и другие их преимущества подтверждены также результатами теоретических и экспериментальных исследований в работах [3, 5–9].

Схемы нагружения (сжатие, растяжение, продольный и боковой сдвиг), нагрузочные характеристики и жесткостные факторы виброизоляторов представлены на рис. 2. На типичной нагрузочной характеристике «сила-деформация» (рис. 2, а) – два участка. На начальном участке (участок «вибрация» – малые смещения) виброизолятор обладает достаточно большой жесткостью. С ростом амплитуды воздействия жесткость виброизолятора уменьшается, вследствие чего его собственная частота все более понижается. При ударной нагрузке начальное перемещение велико (участок «удар»), поэтому жесткость виброизолятора мала и за счет значительной деформации происходит поглощение энергии. Когда ход сжатия достигает приблизительно 75% его номинальной высоты, жесткость снова начинает возрастать. Однако к этому моменту ускорение удара уже уменьшилось и большая часть энергии удара поглотилась (рассеялась). В отличие от виброизоляторов других типов, у канатного виброизолятора диссипативная характеристика более равномерна во всем диапазоне допустимых деформаций, что позволяет эффективно снижать нагрузки до требуемых пределов [3, 4].

КОМБИНИРОВАННЫЕ ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ – нашли наибольшее применение (рис. 4, b, 6, p, g). В них конструктивно объединены упругие и демпфирующие элементы из различных материалов, которые могут иметь параллельное, последовательное или смешанное соединение. В качестве примера можно назвать пружинно-паролоновые виброизоляторы с параллельным включением упругих элементов, пружинно-сетчатые из стекловолокна, заключенного в неопреновую оболочку, из металлической пыли, помещенной в резинокордовый баллон, жидкостно-газовые, пружинно-канатные (вторая

часть и частично третья части рис. 1), канатно-сетчатые, канатно-резиновые и др. [3].

Характеристика «жесткостной фактор – амплитуда перемещений» и «жесткостной фактор – частота» для определения динамической жесткости представлены на рис. 2, d, e, где 1 - натуральная резина, 2 – высокопоглощающая резина, 3 – стальной канат [3].

Нагрузочные характеристики на сжатие и сдвиг резинометаллических передних опор силового агрегата автомобиля ВАЗ-2105 и опытных канатно-пружинных виброизоляторов представлены на рис. 2, f, g. Статические испытания проводились на испытательной установке УММ-5 с помощью специально разработанных приспособлений (рис. 2, f, g, 3, 4) [3]. Стенды для вибрационных, ударных и температурных испытаний канатных виброизоляторов представлены на рис. 5.

Примеры практического использования канатных и комбинированных виброизоляторов представлены в работах [3, 5, 6] и на рис. 6.

Канатные виброизоляторы с торообразным упругим элементом были установлены на двух рефрижераторных судах водоизмещением 5500 т, построенных Гданьской судоверфью, «Иван Кулибин» и «Федор Бредихин» под дизель-генераторами типа «Цельски-Зульцер» 5AL25 общей массой 16400 кг, Ne=552 кВт и n=750 мин$^{-1}$ (рис. 6, h, i, j). Двухлетний испытательный срок канатных виброизоляторов в реальных условиях эксплуатации на судне «Иван Кулибин» и трехлетний – на судне «Федор Бредихин», подтверждают их работоспособность и перспективность работ по дальнейшему их усовершенствованию [6].

Канатные виброизоляторы реализованы в системах виброизоляции центробежного сепаратора топлива УДК-301У (СЦ-1,5) (рис. 6, r, s), преобразователя АМГ-52 (рис. 6, q), воздуховода АМК-4ПС (рис. 6, n), газоотвода дизель-генераторного агрегата ДГА 50-9 (рис. 6, lm), центробежного водяного насоса НЦВ 100/30 (рис. 6, d), и гомогенезатора молока А1-ОГМ [(Санкт–Петербург, молзавод «Пискаревский»), рис. 6, o] [3]. Виброзащитная система с пружинно-канатными опорами (рис. 6, p, g) смонтирована и сдана в эксплуатацию с установленной на ней экранированной токонесущей системой эталона. Виброзащитная система обеспечивает требования метрологических исследований электроразведочной аппаратуры в части снижения влияния вибрации, передающихся токонесущей системе эталона. Здание с размещенным в нем эталоном находится вблизи двух шоссейных дорог с интенсивным автомобильным движением. Применение виброзащитной системы снижает влияние вибраций до допустимого уровня, что позволяет проводить необходимые при метрологических исследованиях электроразведочной аппаратуры измерения малых значений магнитной индукции переменных магнитных полей.

Спектры вибрационной эффективности и перепады вибрации канатных виброизоляторов представлены на рис. 7 [3].

Усредненная вибрационная эффективность канатных и комбинированных виброизоляторов (рис. 8) лежит в пределах от 23 до 45 дБ [2,3].

Канатные виброизоляторы могут успешно применяться не только в качестве опорных, но и неопорных упругих связей, например – подвесок трубопроводов и упругих муфт [3].

Рисунок 1. Ранее разработанные и новые виброизолирующие конструкции и крепления

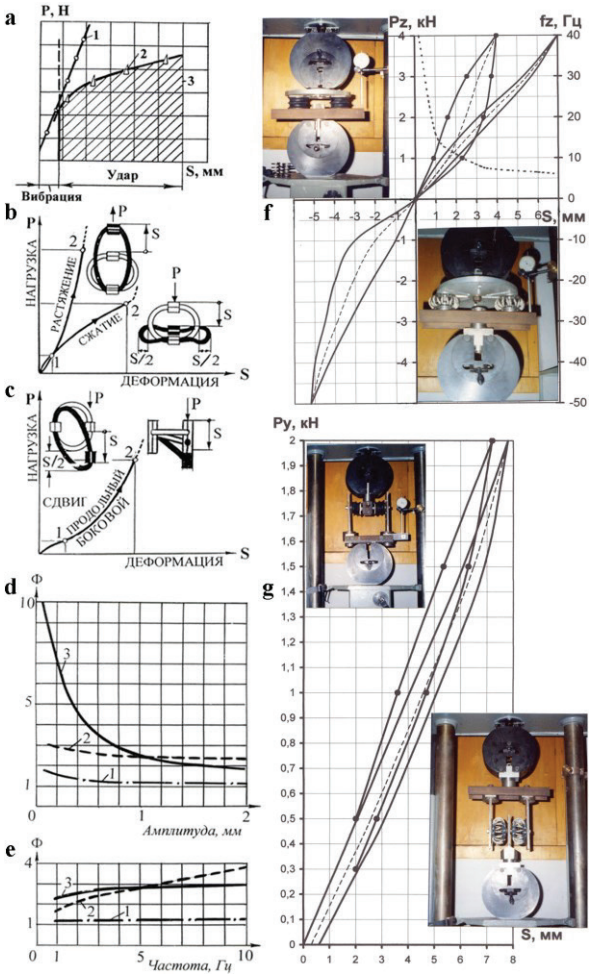


Рисунок 2. Схемы нагружения, нагрузочные характеристики виброизоляторов и жесткостные факторы

Таблица 1. Показатели канатных виброизоляторов

Наименование	Показатель
Плотность	(4,6-5,4 *10^{-3} кг/м^3
Модуль упругости	(1,0-1,2)*10^5 МПа
Рабочий диапазон температур	-90 – +370 °С
Коэффициент рассеяния	1-4
Коэффициент Пуассона	При сжатии 0,05
Характеристика	Нелинейная
Коэффициент динамичности в области резонансных частот	Не превышает 3
Собственные частоты	До 2,5 Гц
Работоспособность в агрессивных средах	Работоспособен
Работа в различных климатических условиях	Могут работать
Максимально допустимый диапазон ударных нагрузок	От 15 до 25 g
Гашение единичных ударов	До 75 g при t=0,001-0,004 с До 10-15g при t=0,005-0,01 с
Противостояние вибрационным и линейным нагрузкам	Выдерживают многократные удары высокой интенсивности длительностью 0,05-0,1 с
Обеспечение требований к малым пространственным размерам	Обеспечивают
Возможность регулирования характеристик	В зависимости от пространственных требований имеется возможность регулирования характеристик
Увеличение амплитуды при резонансе	В 3 раза меньше, чем у традиционных, следовательно, амплитуда вибрации быстро падает после ударного воздействия и обеспечивает хорошую стабильность опоры
Материал троса	Нержавеющая сталь, углеродистая качественная сталь
Срок хранения	Не ограничен
Срок службы	Сопоставим со сроком службы изолируемого объекта
Поглощающая способность	Близка пружинным виброизоляторам
Рассеивающая способность	Превосходит ВМР
Обеспечение приоритета при изоляции вибрации	Обеспечивает

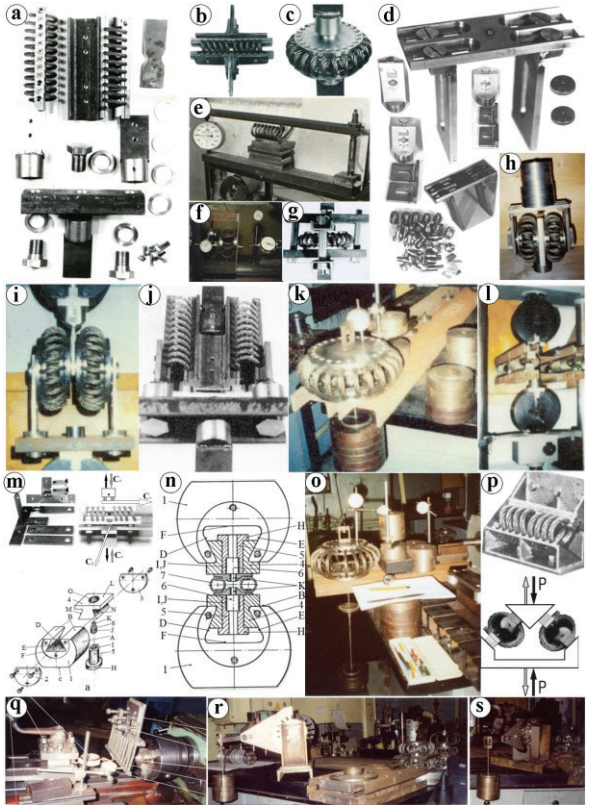


Рисунок 3. Приспособления для статических испытаний канатных виброизоляторов

Рисунок 4. Статические испытания канатных виброизоляторов на установке УММ-5

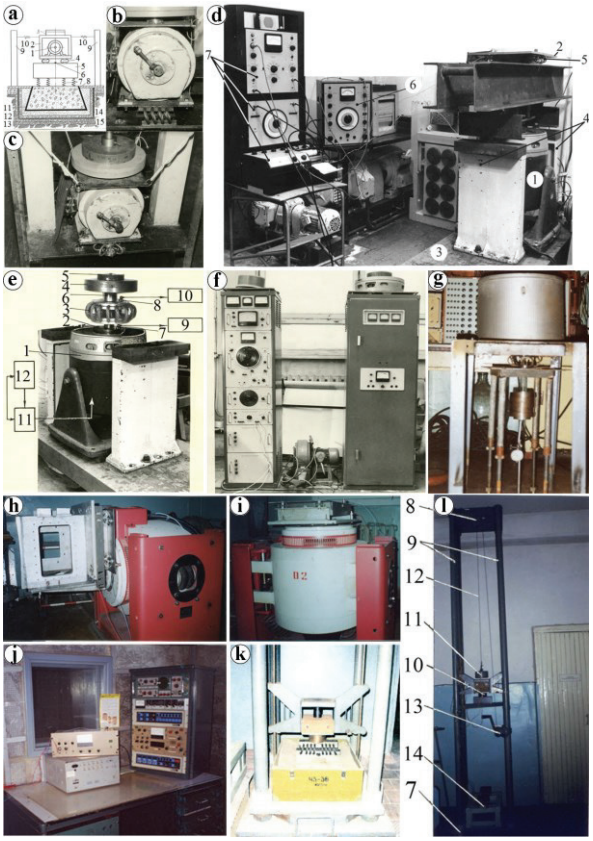


Рисунок 5. Стенды для вибрационных, ударных и температурных испытаний виброизоляторов

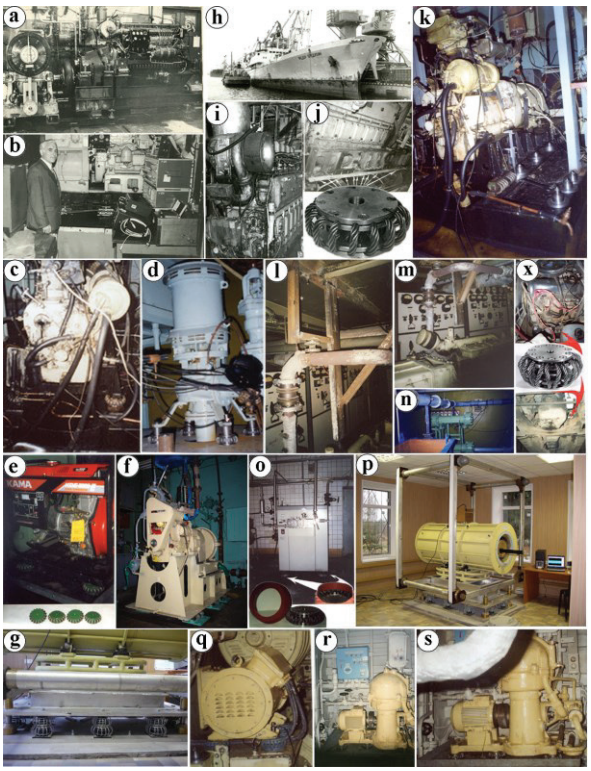


Рисунок 6. Реализация канатных и комбинированных виброизоляторов

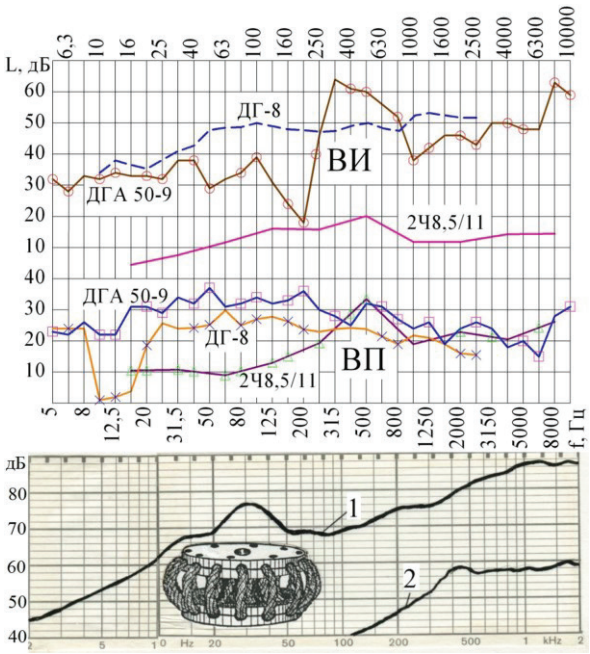


Рисунок 7. Спектры эффективности вибрационной защиты и виброперепада ДГА 50-9, ДГ-8, 2Ч8,5/11 и ДГ 5AL25/30

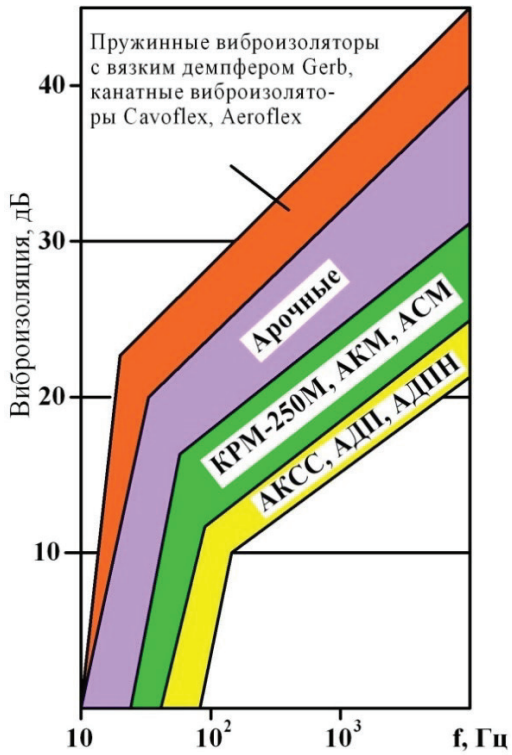


Рисунок 8. Усредненные вибрационные эффективности виброизоляторов

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как отмечалось выше, с быстрым развитием техники возникают новые проблемы с ужесточением норм на вибрацию, которым известные и широко распространенные серийновыпускаемые виброизоляторы не соответствуют.

Следовательно, внедрение канатных и комбинированных виброизоляторов практически во всех областях современной техники, по мнению авторов, является целесообразным и актуальным, как одно из направлений по дальнейшему усовершенствованию ударо-, вибро-, шумоизолируемых конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981.-Т.6. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К.В. Фролова. 1981. 456 с.
2. Ионов А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах. – СПб.: ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова, 2000.-348с.
3. Минасян М.А., Минасян А.М. Амортизация судовых дизельных энергетических установок: учеб. Пособие / М.А. Минасян, А.М. Минасян. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2017. – 360 с.
4. Ельник А.Г., Антомошкин А.Ю. Защита судового оборудования от ударов и вибрации с помощью спиральных тросовых виброизоляторов // Судостроение за рубежом, 1986, №2, с.15-25.
5. Макаренков М.А., Минасян М.А. Нетрадиционные способы виброизоляции дизелей // Двигателестроение, №3, 1991, с. 36 – 39.
6. Минасян М.А. Опыт практического использования спирального тросового виброизолятора в судовых условиях // Двигателестроение, 1996, №2, с. 35 – 37.
7. Минасян М.А., Минасян А.М. Методика конструирования и расчета пожаро-, взрыво-, ударостойких виброизолирующих установок и их элементов. Материалы межотраслевой научно - технической конференции «Актуальные проблемы морской энергетики». СПб, Россия, 2012.
8. Минасян М.А., Минасян А.М. Актуальность применения оригинальных виброизоляторов в области строительства. Сборник докладов IV МНПК/М-во обр. и Н РФ, Правительство Москвы, ВВЦ, ФГБОУ ВПО «Моск. Гос. Строит. Ун-т»-М.: МГСУ, 2012.
9. Минасян М.А., Минасян А.М., Аунг Мьо Тхант. Новое в виброизолирующих опорах судовых дизельных энергетических установках. Мат. межотрасл. науч.-тех. конф. «Актуальные проблемы морской энергетики» (Санкт-Петербург, 18-19 февр. 2016 г.)/СПб.: СПбГМТУ, 2016.- с. 117.

ORIGINAL VIBRO-INSULATING STRUCTURES AND MOUNTINGS OF DAMPING SYSTEMS OF ENGINEERING OBJECTS

Minas A. MINASYAN,
Armen M. MINASYAN,
Aung Myo THNAT and Kiav Thet NAING

St. Petersburg State Maritime Technical University, St. Petersburg, RUSSIA

ABSTRACT

In order to solve problematic tasks of vibration in engineering objects, the use of original patented non-traditional, vibration isolating structures and fasteners is justified, in which the elastic elements represent steel ropes or ropes with springs. Examples of their practical implementation are given.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-03

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КУБИЧЕСКОГО НЕЛИНЕЙНОГО ВЯЗКОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ НА РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ГИРОСКОПИЧЕСКОГО ЖЕСТКОГО РОТОРА

Ж. Искаков

АУЭС, ИММаш им акад У.А. Джолдасбекова, Алматы, Казахстан, эл. почта: iskakov53@mail.ru

АННОТАЦИЯ

В работе рассматривается влияние вязкого линейного и кубического нелинейного демпфирования упругой опоры на резонансные колебания гироскопического вертикального неуравновешенного жесткого ротора. Результаты исследований показывают, что линейное и кубическое нелинейное демпфирования значительно могут подавлять резонансный пик главной гармоники. В нерезонансных областях, где скорость выше критической скорости, кубическое нелинейное демпфирование в отличие от линейного демпфирования может незначительно подавить амплитуду вибрации ротора. Если в резонансной области увеличение линейного либо кубического нелинейного демпфирования значительно подавляет способность к абсолютному перемещению, то в нерезонансных областях они практически не влияют на способность к абсолютному перемещению.

ВВЕДЕНИЕ

Вибрация обычно встречается во вращающемся оборудовании во время его пуска, в режиме эксплуатации и выключении.

Упрощенная модель с сосредоточенными параметрами роторной системы, как правило, используется для изучения динамики вала одного ротора на несущих опорах. Опоры являются средством подключения устройства между ротором и опорной конструкцией, которые имеют различные формы и конструкции, зависящие от конкретных предположений. Удобный способ ввести затухание для поддержки подшипников на вязкоупругих опорах. Параллельно с развитием моделирования вязкоупругого материала [1, 2], которые помогают описать сложность свойств материала, применение вязкоупругих компонентов в динамике ротора и вибрационных систем [3-5] в целом также увеличилось, в т. ч. с нелинейными упругими характеристиками и демпфированием. Так, например, Равиндра Б. и Маллик А.К. [3] исследовали параметрическое влияние различных типов затухания на производительность нелинейных виброизоляторов при гармоническом возбуждении. В статье [4] была изучена эффективность пассивных виброизоляторов с линейным затуханием и кубическим нелинейным затуханием в резонансных и нерезонансных областях колебаний. Здесь же приведен отличный обзор об исследованиях линейных и нелинейных виброизолирующих систем. В работе [5] в исследованиях дополнительно учтено влияние кубической нелинейной жесткости материала на производительность изолятора. В работах [6-8] были исследованы влияния квадратичного нелинейного демпфирования на резонансные колебания и на устойчивость вертикального гироскопического неуравновешенного ротора с квадратичным и кубическим нелинейными жесткостями упругой опоры.

В данной работе исследуется влияние материала упругой опоры подшипника с линейным и кубическим нелинейным демпфированием на резонансную кривую вертикального гироскопического неуравновешенного жесткого ротора.

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

Рассматривается структурная схема ротора, которая представлена на рисунке 1. Вал с длиной L установлен вертикально с помощью нижней шарнирной и отстоящей от нее на расстояние l_0 верхней упругой опоры. На свободном конце вала закреплен диск, имеющий массу m, полярный момент инерции I_p и поперечный момент инерции I_T, одинаковый для любого направления. Скорость вращения вала ω настолько большая, что ротор можно рассматривать как гироскоп, неподвижной точкой которого является нижняя опора вала *O*. Положение геометрического центра диска S определяется координатами x, y, а положение вала и в целом ротора в пространстве углами θ_x, θ_y и углом поворота $\varphi = \omega t$. Далее обозначим координаты центра масс диска M через x_M и y_M. Предполагаем также, что линейный эксцентриситет e лежит на оси *X*. Ограничимся малыми отклонениями оси ротора, поэтому будем учитывать в вычислениях только члены, линейные относительно малых величин $e, \theta_x, \theta_y, x_M, y_M$.

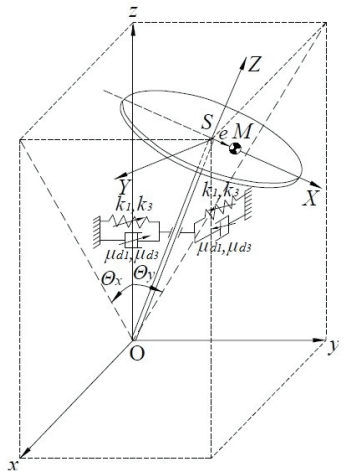


Рисунок 1. Геометрия ротора

Учитывая выше изложенное, проекции угловой скорости на координатных осях подвижной системы запишем в виде

$$\begin{aligned} \omega_x &\approx -\dot{\theta}_y + \omega\theta_x, \\ \omega_y &\approx \dot{\theta}_x - \omega\theta_y, \\ \omega_z &\approx \omega + \dot{\theta}_x \cdot \theta_y, \end{aligned} \tag{1}$$

а кинетическую энергию системы

$$T = \frac{1}{2}m\left(\dot{x}_M^2 + \dot{y}_M^2\right) + \frac{1}{2}\left(I_x\omega_x^2 + I_y\omega_y^2 + I_z\omega_z^2\right),$$

учитывая, что $I_x = I_y = I_T, I_z = I_p$ и (1), получим в форме

$$T = \frac{1}{2}m\left(\dot{x}_M^2 + \dot{y}_M^2\right) + \frac{1}{2}\left\{I_T\left[\left(\dot{\theta}_x^{\,2} + \dot{\theta}_y^{\,2}\right) - 2\omega\left(\theta_x\dot{\theta}_y + \theta_y\dot{\theta}_x\right)\right] + I_p\left(\omega^2 + 2\omega\dot{\theta}_x\theta_y\right)\right\}, \tag{2}$$

где

$$\begin{aligned} x_M &= x + e\cos\varphi = L\theta_x + e\cos\omega t, \\ y_M &= y + e\sin\varphi = L\theta_y + e\sin\omega t. \end{aligned} \tag{3}$$

Потенциальная энергия системы имеет вид

$$V = \frac{1}{2}k_1 l_0^2\left(\theta_x^2 + \theta_y^2\right) + \frac{1}{4}k_3 l_0^3\left(\theta_x^4 + \theta_y^4\right), \tag{4}$$

где k_1 - коэффициент жесткости опоры, k_3 – коэффициент в нелинейном члене упругой силы.

Моменты внешних сил имеют вид

$$\begin{aligned} M_x &= \left(L\theta_x + e\cos\omega t\right)G, \\ M_y &= \left(L\theta_y + e\sin\omega t\right)G, \end{aligned} \tag{5}$$

где G – вес диска.

Учтем диссипативные силы, заданные в виде

$$\Phi = \frac{1}{2}\mu_{d1}\left(\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_y^2\right) + \frac{1}{4}\mu_{d3}\left(\dot{\theta}_x^4 + \dot{\theta}_y^4\right) \tag{6}$$

где μ_{d1} - коэффициент линейного вязкого демпфирования, а μ_{d3} - коэффициент нелинейного кубического вязкого демпфирования упругой опоры.

Уравнения Лагранжа второго рода [9] для роторной системы представим в виде

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q_i. \tag{7}$$

Здесь $q_i : \theta_x, \theta_y$ - обобщенные координаты; $Q_i : M_x, M_y$ - обобщенные силы.

Подставляя выражения (2) – (6) в (7), получим уравнения движения ротора в виде

$$\left(I_T+mL^2\right)\ddot{\theta}_x+I_P\omega\dot{\theta}_y+\mu_{d1}\dot{\theta}_x+\mu_{d3}\dot{\theta}_x^3+\left(k_1l_0^2-GL\right)\theta_x+k_3l_0^4\theta_x^3=M_f\cos\omega t,$$
$$\left(I_T+mL^2\right)\ddot{\theta}_y-I_P\omega\dot{\theta}_x+\mu_{d1}\dot{\theta}_y+\mu_{d3}\dot{\theta}_y^3+\left(k_1l_0^2-GL\right)\theta_y+k_3l_0^4\theta_y^3=M_f\sin\omega t, \quad (8)$$

где амплитуда моментов внешних сил

$$M_f=me\omega^2L+Ge. \quad (9)$$

Введя следующие безразмерные параметры

$$\varepsilon=e/L;l=l_0/L;\bar{t}=t\omega_0;\Omega=\omega/\omega_0;$$
$$\bar{I}_p=I_p/(mL^2);\bar{I}_T=I_T/(mL^2);$$
$$\bar{K}_1=k_1/\left(m\omega_0^2\right);\bar{K}_3=k_3L^2/\left(m\omega_0^2\right); \quad (10)$$
$$P=G/\left(mL\omega_0^2\right);$$
$$\bar{\mu}_1=\mu_{d1}/\left(mL^2\omega_0\right);\bar{\mu}_3=\mu_{d3}/\left(mL^2\right),$$

где

$$\omega_0=\sqrt{\frac{k_1l_0^2-GL}{mL^2-\left(I_p-I_T\right)}} \quad (11)$$

- критическая скорость бездемпфирной линейной системы, используя обозначения выражений амплитуды моментов внешних сил

$$\bar{M}=\varepsilon\Omega^2+\varepsilon P \quad (12)$$

можно придать уравнениям движения компактный безразмерный вид

$$\left(1+\bar{I}_T\right)\theta_x''+\bar{I}_p\Omega\theta_y'+\bar{\mu}_1\theta_x'+\bar{\mu}_3\theta_x'^3+\left(\bar{K}_1\ell^2-P\right)\theta_x+\bar{K}_3\ell^4\theta_x^3=M\cos\Omega\bar{t}, \quad (13)$$
$$\left(1+\bar{I}_T\right)\theta_y''-\bar{I}_p\Omega\theta_x'+\bar{\mu}_1\theta_y'+\bar{\mu}_3\theta_y'^3+\left(\bar{K}_1\ell^2-P\right)\theta_y+\bar{K}_3\ell^4\theta_y^3=M\sin\Omega\bar{t}, \quad (14)$$

где $H=\bar{I}_p-\bar{I}_T$ - условная толщина диска.

Таким образом, оказывается, что состояние стационарного движения рассматриваемого ротора описывается системой дифференциальных уравнений (13) и (14) типа Дуффинга. Для определения периодического решения с периодом равным периоду внешнего воздействия, обычно применяется метод разложения решений (13) и (14) в ряд Фурье с неопределенными коэффициентами. Коэффициенты могут быть найдены методом гармонического баланса [10, 11] при учете конечного и обычно небольшого числа членов.

АЧХ И ФЧХ КОЛЕБАНИЙ

Гироскопический ротор с жесткой нелинейной упругой характеристикой и кубическим нелинейным демпфированием исследуется на резонанс по основной частоте.

Аппроксимация решений уравнений (13) и (14) в случае основного резонанса простой гармоникой с частотой колебаний, равной частоте возмущающего момента удовлетворяет

$$\theta_x=A\cos(\Omega\bar{t}-\alpha), \quad (15)$$
$$\theta_y=A\sin(\Omega\bar{t}-\alpha). \quad (16)$$

После применения метода гармонического баланса [10, 11] получаем амлитудно- и фазово-частотные зависимости

$$\left\{\left[\left(1-H\right)\Omega^2-\left(\bar{K}_1l^2-P\right)-0,75\bar{K}_3l^4A^2\right]^2+\left[\bar{\mu}_1+0,75\bar{\mu}_3A^2\Omega^2\right]^2\Omega^2\right\}A^2=\bar{M}^2, \quad (17)$$

$$\tan\alpha=\frac{\left(\bar{\mu}_1+0,75\bar{\mu}_3A^2\Omega^2\right)\Omega}{-(1-H)\Omega^2+(\bar{K}_1l^2-P)+0,75\bar{K}_3l^4A^2}. \quad (18)$$

При отсутствии нелинейных членов в уравнениях (13) и (14) из выражений (17) и (18) получаться результаты для линейной модели ротора [12].

С введением дополнительных обозначений величин

$$1=\left(\bar{K}_1l^2-P\right)/\left(1-H\right);K_3=\bar{K}_3/\left(1-H\right);\mu_1=\bar{\mu}_1/\left(1-H\right),\mu_3=\bar{\mu}_3/\left(1-H\right);M=\bar{M}/\left(1-H\right) \quad (19)$$

получим выражения для амплитудно- и фазово-частотной характеристик главной гармоники

$$\left(\omega_*^2-\Omega^2\right)^2+\left(\mu_1\Omega+0,75\mu_3\Omega^3A^2\right)^2=M^2/A^2, \quad (20)$$

$$\tan\alpha = \frac{\left(\mu_1 + 0,75\mu_3 A^2\Omega^2\right)\Omega}{1-\Omega^2 + 0,75K_3 l^4 A^2}, \qquad (21)$$

где введены обозначения

$$\omega_*^2 = 1 + 0,75K_3 l^4 A^2. \qquad (22)$$

Амплитудно-частотные опорные кривые обычно описывает соотношение между амплитудой и частотой свободных колебаний системы без демпфирования [13]. Полагая равными нулю выражение M обусловленное внешним моментом, и коэффициенты демпфирования μ_1 и μ_3 в уравнении (20), получаем уравнение опорной кривой для колебаний на частоте основного резонанса

$$A = \frac{1}{\sqrt{0,75K_3 l^2}}\sqrt{\Omega^2 - 1}. \qquad (23)$$

Здесь

$$\Omega \geq 1.$$

Из формулы (23) видно, что опорная кривая представляет собой параболу симметричную относительно оси Ω, чем больше величины K_3, тем больше наклона вправо, опорной кривой.

ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЯ НА ДИНАМИКУ РОТОРА

В случае H=0,99 и пренебрежения момента P силы тяжести ротора амплитуда момента центробежной силы $M = \Omega^2$.

Разрешив уравнение (20) относительно амплитуды колебаний A в зависимости от скорости вращения Ω и коэффициента линейного демпфирования μ_1 при постоянном значении коэффициента нелинейного демпфирования μ_3, и в зависимости от скорости вращения Ω и коэффициента нелинейного демпфирования μ_3 при постоянном значении коэффициента линейного демпфирования μ_1 с отсутствием нелинейной части упругой силы опоры: K_3=0, получим графики A=A(Ω, μ_1) и A=A(Ω, μ_3) на рисунке 2. Видно, что увеличение коэффициента линейного демпфирования μ_1 может значительно подавить амплитуду колебаний A в резонансной области,

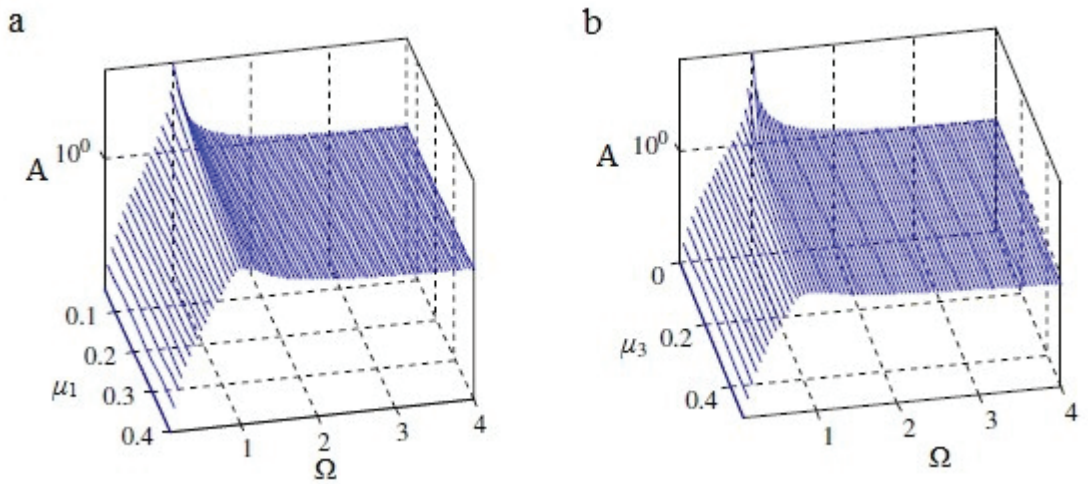


Рисунок 2. Зависимости амплитуды колебаний A от параметра μ_1 с μ_3=0,005 (a) и от параметра μ_3 с μ_1 =0,02 (b)

в резонансной области, где скорость вращения $\Omega \approx 1$, однако влияние коэффициента линейного демпфирования μ_1 на амплитуду колебаний A в нерезонансных областях, где скорость вращения $\Omega \succ 1$ или $\Omega \prec 1$ незначительно (**Рисунок 2 a**). Можно видеть, что увеличивая коэффициент кубического нелинейного демпфирования μ_3 мог бы значительно подавить амплитуду колебаний A в резонансной области, где скорость вращения $\Omega \approx 1$, а коэффициент нелинейного демпфирования μ_3 практически не влияет на амплитуду колебаний A в нерезонансной области, где скорость вращения $\Omega \prec 1$. Однако в нерезонансной области, где скорость вращения $\Omega \succ 1$, можно видеть, что увеличение коэффициента нелинейного демпфирования μ_3 может незначительно подавить амплитуду колебаний A (**Рисунок 2 b**).

Разрешив уравнения силы передаваемости в проекциях методом гармонического баланса, получим выражение для определения его амплитуды в зависимости от скорости вращения Ω и коэффициента линейного демпфирования μ_1 с постоянным значением коэффициента

нелинейного демпфирования μ_3 и от скорости вращения Ω и коэффициента нелинейного демпфирования μ_3 с постоянным значением коэффициента линейного демпфирования $\boldsymbol{\mu_1}$:

$$A_\tau^2 = \left(\mu_1 A\Omega + 0,75\mu_3 A^3\Omega^3\right)^2 + \left(A + 0,75K_3A^3\right)^2. \qquad (24)$$

Графики зависимостей $A_\tau = A_\tau(\Omega, \boldsymbol{\mu_1})$ и $A_\tau = A_\tau(\Omega, \boldsymbol{\mu_3})$представлены на рисунке 3. Из этих графиков видно, что в нерезонансной области, где скорость вращения $\Omega \prec 1$ линейное демпфирование $\boldsymbol{\mu_1}$ и кубическое нелинейное демпфирование μ_3 практически не влияют на способность к абсолютному перемещению изолятора. В области резонанса, где $\Omega \approx 1$, увеличение либо линейного демпфирование μ_1, либо кубического нелинейного демпфирования μ_3 может значительно подавить способность к абсолютному перемещению. В нерезонансной области скорости вращения $\Omega \succ \sqrt{2}$ увеличение коэффициента нелинейного демпфирования μ_3 может немного увеличить амплитуду силы силы передеваемости A_τ, но линейное демпфирование $\boldsymbol{\mu_1}$ практически не влияет на A_τ.

Таким образом, подбирая значениями коэффициента жесткости k, коэффициента линейного демпфирования μ_{d1} и коэффициента нелинейного кубического демпфирования μ_{d3} опоры можно создать такую упругую опору, которая оказывала бы одновременно затухающее и демпфирующее влияния на резонансную амплитуду и дала бы возможность ротору безболезненно проходит через критическую скорость. Затухающие и демпфирующие свойства материала являются принципом действия упругой опоры центрифуги, работающей на базе гироскопического ротора, на которую получен патент РК на изобретение [14].

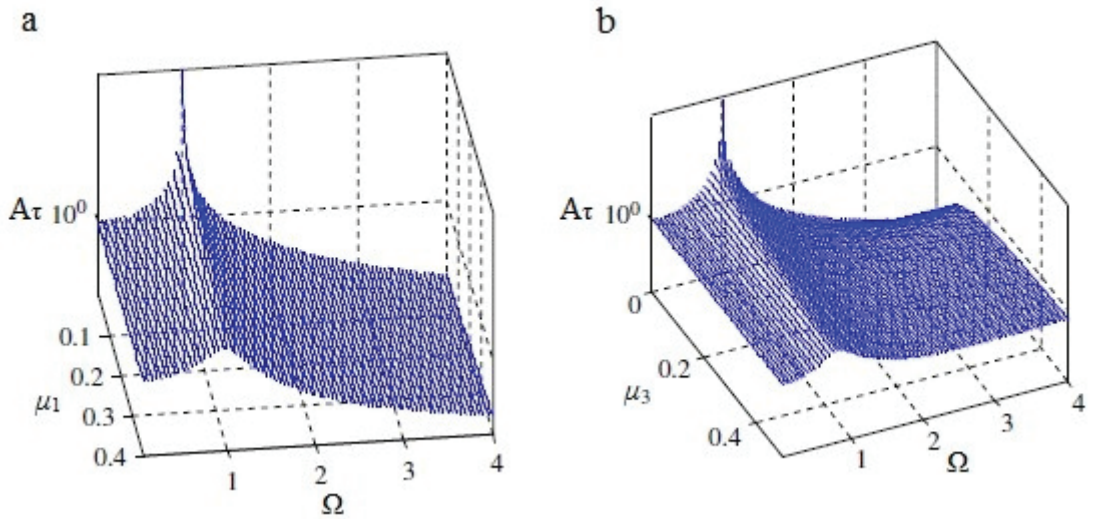


Рисунок 3. Зависимости амплитуды силы передаваемости A_τ от параметра μ_1 с μ_3 =0,005 (a) и от параметра μ_3 с μ_1 =0,02 (b)

Изобретение иллюстрируются чертежами на рисунке 4. На рисунке. 4 посредством цилиндрического кольца 1 и кронштейнов 2 на платформе 3 укреплен приводной электромотор 4 с валом отбора мощности 5. Хвостовик электромотора соединен с валом отбора мощности посредством переходной муфты 6. Приводной электромотор с валом отбора мощности крепится к станине посредством нижней шарнирной 7 и верхней пружинной 8 и резиновой 9 упругих опор. На верхней конусной части вала 5 установлен цилиндрический сосуд 10, удерживаемый на валу 5 стопорной гайкой 11. Цилиндрический сосуд имеет внутреннюю обшивку 12 и сверху закрывается прозрачной крышкой 13. Для измерения характеристик прецессионного движения на кронштейне 2 установлены датчики перемещения 14, соединенные с аппаратом контроля проводами 15, 16 и 17. Для измерения скорости вращения вала 5 применен магнитоэлектрический датчик числа оборотов 18, соединенный проводами 19 и 20 с регистрирующим прибором в аппарате контроля. Скорость вращения ротора в рабочих режимах устанавливается регулятором напряжения источника энергии. Питание электромотора осуществляется посредством проводов 21 и 22. Амплитуда прецессии вала для рабочей скорости вращения и при полном заливе жидкостью регулируется посредством затяжки пружины верхней упругой опоры 8 осуществляемой с помощью гайки 23 в зависимости от требований

технологического процесса и к качествам продукции. При этом резиновая насадка нижней упругой опоры 9 подбирается с таким расчетом, чтобы коэффициент виброизоляции специально изготовленного резинового или каучукового материала было меньше единицы для безопасного прохождения через критическую скорость в случае определения рабочей скорости за критической частотой вращения.

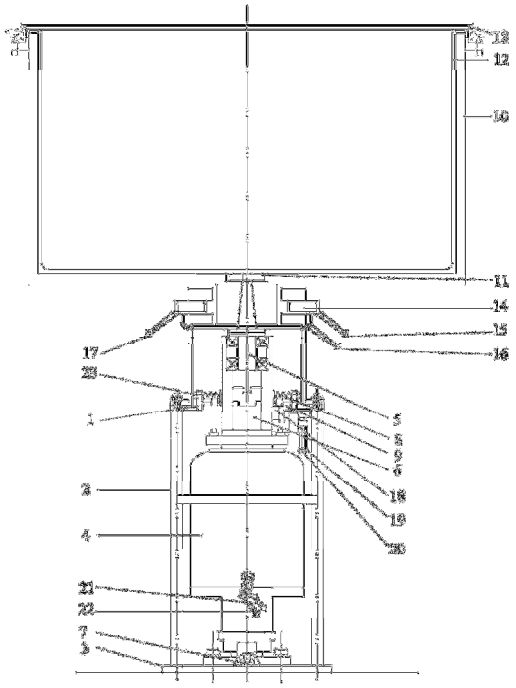


Рисунок 4. Центрифуга на базе гироскопического ротора

Технические характеристики ротора: расстояние от нижней шарнирной опоры до верхней упругой опоры – 330 мм, расстояние от верхней упругой опоры до конца насадочного конуса – 130 мм, диаметр вала – 25 мм, толщина муфты, соединяющей вал отбора мощности и хвостовик электромотора – 12 мм, диаметр соединительной муфты – 30 мм, электродвигатель КО-400 с номинальным напряжением 127 В, рабочим током 6,2 А, cosφ=0,68, к.п.д.=0,58, линейный коэффициент упругости верхней пружинной опоры k=2•104 Н•м-1, нелинейный коэффициент пружинной опоры, коэффициенты линейного и нелинейного демпфирования резиновой опоры подбираются в ходе исследования.

Электромагнитный датчик числа оборотов состоит из закрепленной на корпусе катушки, намотанной на каркасе квадратной формы длиной 12 мм, внутри которого укреплен полосовой постоянный магнит с размерами 40x9x9 мм. На хвостовике приводного электродвигателя установлен фланец с внешним диаметром 48 мм, содержащий на внешнем крае 6 выступов. Расстояние между концом полосового магнита и выступом фланца равно 1 мм. Катушка содержит 3500 витков провода ПЭЛ-2-0,1 диаметром 0,1 мм. Число импульсов напряжения, выдаваемое датчиком, в шесть раз больше числа оборотов. Импульс напряжения поступает на вход частотомера и (или) на один из каналов светолучевого осциллографа.

Для регистрации характеристики прецессионного движения были использованы тензометрический и индукционный датчики перемещения.

Тензометрический датчик перемещения представляет собой полосовой элемент из пружинной стали длиной 110 мм, шириной 5 мм, толщиной 0,2 мм, в центральной части которого по обе стороны полосы наклеены тензодатчики сопротивлениемПБ-10-100 с базой 10 мм и сопротивлением постоянному току 100 Ом. Наклейка была осуществлена клеем БФ-2 с последующей сушкой, обеспечивающей его полимеризацию. Датчики соединены по полумостовой схеме и подключены к входу тензоусилителя. Упругий элемент с наклеенными датчиками установлен так, что один его конец неподвижно укреплен на станине ротора, а второй – на внешней обойме подшипникового узла верхней упругой опоры вала ротора, которая отклоняется заодно с вращающимися частями установки. Таким образом, изгиб упругого элемента и изменение сопротивления тензодатчиков пропорционален отклонению ротора от положения вертикали.

Индукционные датчики премещения были изготовлены намоткой катушек индуктивности проводом ПЭЛ-2-0,1 с числом витком n=1000 на стальные П- образные сердечники. Внешний вид и расположение датчиков приведены на рис. 1. Напряжение питания датчиков, вырабатываемое усилителем, имеет частоту 10 кГц и величину 10 В. При равенстве между подвижными ротором и датчиками индуктивные сопротивления в плечах моста одинаковы, при смещении ротора импеданс одного из датчиков растет, а другого – уменьшается. Напряжение разбаланса поступает на вход усилителя и сего выхода – на осциллограф.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе было рассмотрено влияние материала упругой опоры подшипника с линейным вязким демпфированием и с кубическим нелинейным вязким демпфированием на резонансные колебания вертикального гироскопического жесткого ротора. Для этого были составлены уравнения движения ротора на основе уравнений Лагранжа второго рода, которые приводились в безразмерную форму. Методом гармонического баланса решались уравнения движения ротора и получены выражения амплитудно-частотной и фазово-частотной

характеристик главной гармоники. Исследования амплитудно-частотной характеристики в зависимости от коэффициента линейного вязкого демпфирования и нелинейного вязкого кубического демпфирования упругой опоры показывают, что и линейное и нелинейное кубическое демпфирование значительно подавляет резонансную амплитуду главной гармоники ротора. В нерезонансных областях влияние линейного демпфирования на амплитуду вибрации незначительно, а нелинейное кубическое демпфирование в области, где скорость выше критической скорости, может незначительно подавить амплитуду колебаний ротора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gil-Negrete N., Vinolas J., Kari L. A nonlinear rubber material model combining fractional order viscoelasticity and amplitude dependent effects // Journal of Applied Mechanics. – 2009. – Vol. 76, № 1. – P. 9 -11.

2. Richards C.M., Singh R. Experimental characterization of nonlinear rubber isolators in a multi-degree-of-freedom system configuration // The journal of the Acoustical Society of America. – 1999. – Vo.l 106. – P. 21-78.

3. Ravindra B., Mallik A.K. Performance of non-linear vibration isolators under harmonic excitation // Journal of Sound and Vibration. – 1994. – Vol. 170. - P. 325-337.

4. Peng Z.K., Mengand Lang Z.Q, Zhang W.M., Chu F.L. Study of the effects of cubic nonlinear damping on vibration isolations using Harmonic Balance Method // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2012. – Vol. 47, № 10. – P. 1065-1166.

5. Ho C., Lang Z., Billings S.A. The benefits of nonlinear cubic viscous damping on the force transmissibility of a Duffing-type vibration isolator // Proceedings of UKACC International Conference on Control. - Cardiff, UK, 2012. – P. 479-484.

6. Iskakov Zh. Resonant Oscillations of a Vertical Unbalanced Gyroscopic Rotor with Nonlinear. Characteristics // Proceedings of the 14th IFToMM World Congress. - Taipei, Taiwan, 2015, October 2015. - P. 25 – 30, DOI Number: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS14.001.

7. Iskakov Zh. Dynamics of a Vertical Unbalanced Gyroscopic Rotor with Nonlinear Characteristics // B. Corves et al. (eds), New advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics, Mechanisms and Machine Science. – Springer International Publishing AG, 2017. – Vol. 46. - P. 107 – 114. DOI 10.1007/978-319-45450-4_11.

8. Искаков Ж. Резонансные колебания неуравновешенного вертикального гироскопического ротора с нелинейными характеристиками // Proceedings of the International Symposium of Mechanism and Machine Science, Baku, 11-14 September 2017. – P. 240-246.

9. Яблонский А.А. Курс теории колебаний. Учебное пособие. - Изд.: BHV- СПб, 2007. - 336 с.

10. Hayashi C. Nonlinear Oscillations in Physical Systems. - McGraw – Hill, 1964.- Chapters 1, 3 – 6.

11. Szemplinska-Stupnicka W. Higher harmonic oscillations in heteronymous nonlinear systems with one degree of freedom // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 1968. – Vol. 3, № 1. – P. 17-30.

12. Искаков Ж., Калыбаева А. Колебания и устойчивость вертикального гироскопического ротора с перекосом диска и дисбалансом массы.// Фундаментальные и прикладные проблемы науки. Т. II. Труды I Международного симпозиума. – М.: РАН, 14 – 16 сентября, 2010. – С. 50 – 57.

13. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. - М.: Наука. 1971.

14. Искаков Ж., Кунелбаев М. Центрифуга на базе гироскопического ротора. Патент (19) KZ B (11) 32666 19.02.2018, бюл. № 7.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF CUBIC NONLINEAR VISCOUS DAMPING ON RESONANT OSCILLATIONS OF A VERTICAL GYROSCOPIC RIGID ROTOR

Zh. ISKAKOV

Almaty University of Power Engineering and Telecommunications, Almaty, KAZAKHSTAN

ABSTRACT

The influence of viscous linear and cubic nonlinear damping of an elastic support on the resonance oscillations of a gyroscopic vertical unbalanced rigid rotor is considered. The research results show that linear and cubic nonlinear damping can significantly suppress the resonance peak of the main harmonic. In non-resonant regions where the velocity is higher than the critical velocity, cubic nonlinear damping, in contrast to linear damping, can slightly suppress the vibration amplitude of the rotor. If in the resonance region the increase in linear or cubic nonlinear damping significantly suppresses the ability for absolute displacement, then in the non-resonant regions they practically do notthe ability for absolute displacement.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018/ MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-06

ВАКУУМНЫЕ ОПОРЫ АВТОКРАНА

С.Г. Авагян

Национальный политехнический университет Армении, Гюмрийский филиал
эл.почта: slavikavagyan@yahoo.com

АННОТАЦИЯ

В работе предлагается модель автокрана, с помощью которой можно освободиться от противовеса автокрана . Модель основана на применении силы атмосферного давления – одного из мощных явлений природы. Задача отстранения противовеса , решается таким образом. Опорные плиты выносных опор заменяются узлом, который выполняет роль опоры и оснащен вакуумным насосом. Вытесняя воздух из узла (создавая вакуум), они под действием атмосферного давления с огромной силой прижимаются к грунту и обеспечивают устойчивость крана от опрокидывания. Противовесы, которые имеют огромную массу (она достигает нескольких десятков тонн и более), фактически лишний груз. Поэтому расходы на их содержание, транспортирование, погрузку и разгрузку снижают КПД автокрана.

ВВЕДЕНИЕ

Во время работы автокрана, одной из важнейших задач, является обеспечение устойчивости , так как при подъёме груза на кран действует момент силы тяжести груза, который стремится опрокинуть кран. Ныне производимые автокраны оснащены противовесами (**Рисунок 1**), повышающими устойчивость автокранов от опрокидывания. Противовесы, которые имеют огромную массу (они достигают нескольких десятков тонн и более), фактически лишний груз, который несёт автокран. Так как противовес – неполезная масса, то и расходы на его содержание и транспортирование, на погрузку и разгрузку снижают КПД автокрана. Кроме того, автокрану нужна дополнительная специальная площадка для противовесного груза, что приведет к излишним расходам. Противовесы особо нежелательны для кранов грузовых кораблей, так как это уже типичный «балласт».

СУЩНОСТЬ МЕТОДА

В работе, пользуясь физической сущностью атмосферного давления, представлен принципиально новый подход отстранения от противовесов автокранов. Для этого опорные лапы выносных опор заменяются, предложенными нами, вакуумными опорами. Вытесняя воздух из узла (создавая вакуум), они под действием атмосферного давления, огромной силой прижимаются к грунту и обеспечивают устойчивость крана от опрокидывания. Освобождаясь от тяжеловесных противовесов повышается КПД работы автокрана.

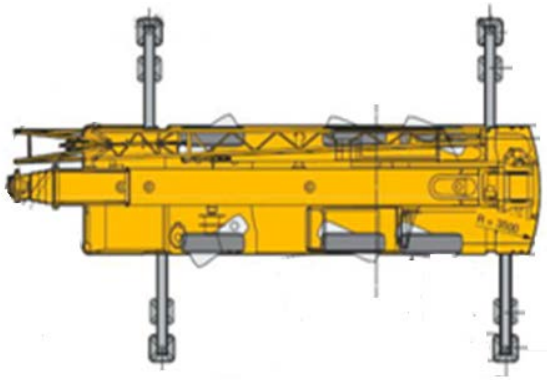


Рис. 1 Краны с противовесами.

В то же время, освобождая кран от огромных противовесов, мы уменьшаем массу крана и связанные с ней затраты. Это может привести и к компактности крана.

Вопрос об устойчивости крана во время работы без противовесов рассмотрен в работах [1-4]. Сущность метода состоит в следующем.

В работе предлагается модель, при помощи которой можно освободиться от противовеса. Модель основана на применении силы атмосферного давления – одного из мощных явлений природы. Известно, что атмосферное давление $P_{атм} = 10^5$ Па, или, на каждый квадратный сантиметр действует 1 кгс.
Все известные автокраны оснащены четырьмя выносными опорами, на которых во время работы устанавливается автокран (**Рисунок 1**). Выносные опоры в рабочем состоянии увеличивают опорный контур крана и таким образом повышают устойчивость автокрана, разгружают рессоры и шины от воздействия грузового момента во время работы.

Задача устранения противовеса решается таким образом. Опорные плиты выносных опор заменяются узлом (**Рисунок 2**), который выполняет роль опоры и оснащен вакуумным насосом. Узел состоит из корпуса (1), внутри которого есть полость (А), что по сущности является рабочим пространством. К полости присоединены вакуумный насос (5) и манометр (вакуумометр) (6). С помощью вакуумного насоса вытесняется воздух из полости А (рабочее пространство), таким образом создавая вакуум. Для обеспечения герметичности используются прокладка (2) и довольно толстый упруго-гибкий строительный поропласт (4). Стальная плита (3) является жесткая опорой для корпуса, а маленькие сквозные отверстия на плите, обеспечивают необходимый контакт с грунтом. Они необходимы, чтобы «работало» атмосферное давление. Манометр контролирует давление внутри корпуса, тем самым обеспечивается безопасность работы автокрана. На (**Рисунок 2**) – чертёж предлагаемого узла.

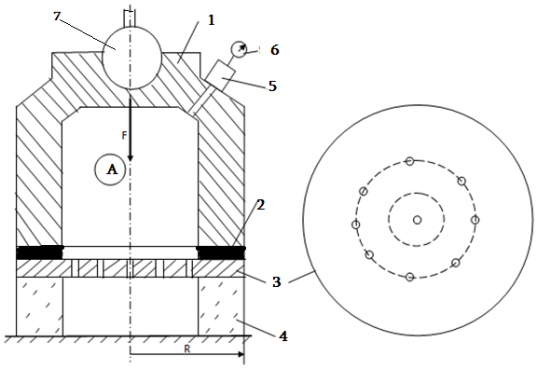


Рис.2 Предлагаемый узел. 1- корпус, 2- прокладка, 3- стальная плита со сквозными отверствиями, 4- строительный поропласт, 5- вакуумный насос, 6- манометр (вакуумометр), 7- хвост.

Сущность работы узла состоит в следующем. При поднятии автокрана на опоры, под действием силы тяжести, поропласт деформируется и очень сильно прижимается к грунту и как бы «сливается» с ним. Таким образом герметизируется полость (А) (рабочее пространство). Также для обеспечения герметичности (А) предназначена прокладка 2.
После поднятия автокрана на опоры, с помощью вакуумного насоса 5, из полости (А) вытесняется воздух, создавая вакуум в рабочем пространстве (А). Тогда под действием атмосферного давления, корпус 1 (вместе с ним опора (3) крана) прижимается к земле с определённой силой F. Эта сила и заменит силу тяжести противовеса. Даже при среднем вакууме (примерно 100 Па) на корпус действует огромная сила атмосферного давления. Необходимую прижимающую силу можно обеспечить, использовав стальную плиту 3 соответствующего диаметра (это то же самое, что и диаметр корпуса).
Например, при радиусе R =100 см плиты 3, сила давления на одну опору автокрана будет более чем 30 т, а вместе с четырьмя опорами более чем 120 т.

Но по конструкции на автокране противовес (**Рисунок 3)** так близко расположен относительно точки опрокидывания О, что плечо L=b+c силы F в несколько раз превышает плечо **c** силы тяжести противовеса $G_{пр}$. Следовательно, во столько раз надо увеличить момент силы F атмосферного давления, удерживающий кран. Если принимаем, что L/c

=2 (хотя в реальных условиях ещё больше), то в нашем примере суммарная сила атмосферного давления действующая на опоры, будет эквивалентна 240 т противовеса. То есть получается огромная сила и необходимость противовеса отклоняется.

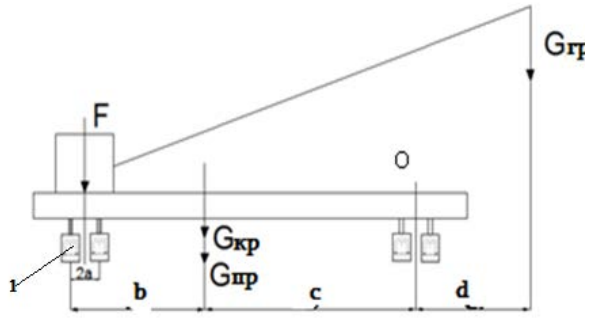


Рис.3 Расчетная схема. 1-вакуумные опоры.

При увеличении радиуса R опорной плиты (радиус корпуса узла), по квадратному закону увеличивается и сила F атмосферного давления, т. к. она определяется по формуле [5]

$$F = \pi R^2 (P_{\text{атм}} - P_{\text{вак}}) \ ,$$

где Рвак –давление (вакуум) в полости (А), которое контролируется со стороны вакуумометра 6, тем самим обеспечивая безопасность работы автокрана.

В автокранах обычно выдвижная опора [6] (**Рисунок 4**) представляет собой гидравлический цилиндр одностороннего действия, состоящий из корпуса цилиндра 3 с приваренным днищем, штока 2 с головкой, имеющей шаровое углубление, поршня 1, головки цилиндра 4 и опоры 5. Опора имеет шаровую головку и соединена со штоком шарнирно двумя хомутами 7. Шаровая головка затянута хомутами так, чтобы опора проворачивалась в днище штока от усилия руки без ощущения люфта. Степень затяжки регулируется шайбами 6. Шарнирное соединение обеспечивает приспособляемость опоры к неровностям рабочей площадки. Корпус гидроцилиндра 3 жестко прикреплен к неподвижной раме автокрана. При подаче рабочей жидкости в поршневую полость шток гидроцилиндра начинает выдвигаться, и тарелка, сидящая на штоке шарнирно, упирается в грузовую площадку, вывешивая автокран на опорах.

В свою очередь, надо решать также вопрос установки узла на кран, вместо выдвижной опоры крана (**Рисунок 4**). Какие дополнительные работы (в том числе конструкции) и затраты будут необходимы? Этот вопрос можно решить без конструктивных изменений крана.

Просто надо хвост (7) узла (**Рисунок 2**), сделать подобно хвосту опоры (5) (**Рисунок 4**).

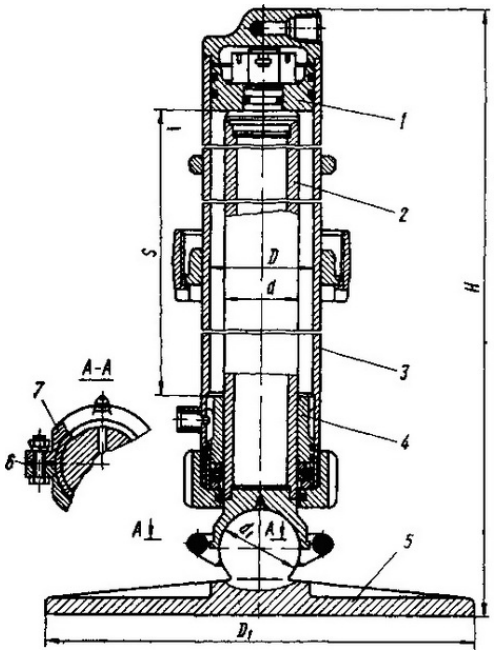


Рис. 4. Выдвижная опора автокрана. 1- поршня, 2- шток, 3- корпус, 4- цилиндр, 5- опора, 6- шайба, 7- хомута.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, обеспечивается устойчивость автокрана – без противовеса. Эта проблема решается с помощью несложного узла, который состоит из нескольких простых деталей и вакуумного насоса. Под действием атмосферного давления на опоры автокрана действуют огромные прижимающие силы. Прижимающая сила зависит только от размера диаметра опоры и применением опоры соответствующего диаметра можно обеспечивать безопасный подъем груза огромной массы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Slavik Avagyan. Mobile Crane without Counter weights. Standard Research Journals. Vol.2(12) December 2014. pp.649-651.
2. Авагян С. Патент, №375U, РА Агентство Интелектуальной Собственности, B66F11/00, F16B47/00, Автокран 26.03.2014:
3. Авагян С.Г. Автокран без противовеса. Научно-технический журнал «Автомобильная промышленность». М.: «Машиностроение», 2015. с.18.
4. Авагян С.Г. Кран без противовеса. XI Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики (Сборник докладов) Казань 20-24 августа 2015 г. Казань 2015. с. 69-70.
5. Кухлинг Х. Справочник по физике. Пер. с нем. М.: Мир, 1982. 520 с.
6. Рось Я.В. - Автокраны с объемным гидроприводом Киев, «Техшка», 1978. -128 с.

VACUUM SUPPORTS OF A TRUCK CRANE

Slavik. G. AVAGYAN

Gyumri Branch of National Polytechnic University of Armenia, Gyumri, Armenia

ABSTRACT

The paper proposes a model of a crane, with which you can get rid of crane counterweights. The model is based on the use of atmospheric pressure force - one of the most powerful natural phenomena. The task of removing the counterweight is solved in this way. The support plates of the outriggers are replaced by a unit that acts as a support and is equipped with a vacuum pump. Displacing the air from the unit (creating a vacuum), they are under the influence of atmospheric pressure with great force pressed against the ground and ensure the stability of the crane from overturning. Balances that have a huge mass (they reach several tens of tons or more), actually mean an extra weight. Therefore, the cost of their maintenance, transportation, loading and unloading reduce the efficiency of the crane.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-08

ОПТИМАЛЬНЫЕ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ КОЛЕСНЫХ КАМНЕДОБЫВАЮЩИХ МАШИН

Д.А.Асатрян и С.С.Арутюнян

Национальный политехнический университет Армении, Гюмрийский филиал, Гюмри, Армения
эл. почта: eaagb@yandex.ru

АННОТАЦИЯ

Тенденция использования в современных строительно-дорожных машинах гидравлических единиц нового поколения, заменяющих в приводах режущих инструментов и подач трансмиссии, позволила авторам совместно со специалистами Гюмрийской компании “Каратмекена” создать новую колесную машину для добычи стенового камня правильной формы. Возможность гибкого маневрирования машин, работающих по новой технологии, позволит использовать их не только по основному назначению, но и по утилизации заброшенных карьеров, существенно улучшая состояние окружающей среды близлежащих територий карьеров.

Помимо разработки оптимального варианта гидростатической трансмиссии новой машины, в том числе варианта для изготовления опытного образца машины с минимальными капитальными затратами, разработана также технология, обеспечивающая исключение образования на подошве у краев карьера остаточных ступеней.

Решен ряд специфичных вопросов для новой машины, в частности, решена задача обеспечения прямолинейного перемещения машины. Производительность добычи новой колесной машины сравнена с производительностью рельсовой машины и доказано, что она выше в 1,2-1,8 раза. Новые машины весьма перспективны для стран с горным рельефом.

ВВЕДЕНИЕ

Стеновой камень правильной формы является одним из основных строительных материалов не только в Армении, но и в Казахстане, Туркмении. Добывают стеновые камни также в Италии, в Украине и в ряд других странах.

Эффективность использования каменных карьеров относительно низка, поскольку применяемые в настоящее время технология добычи и камнерезные рельсовые машины, существующие более 60-и лет, исчерпали все возможности для усовершенствования [1].

Добыча камня производится в основном рельсовыми машинами СМР-026/1 весом около 17 тонн, а для более мягких пород легкими машинами типа “Прима”. При добыче образуется большой объем отходов: от трещин массива, от вибрации машины, от большой ширины пропила, вследствие чего степень использования карьера не превышает 50%. Наносится непоправимый ущерб окружающей среде близлежащих районов карьера. Приведенная на рисунке 1 панорамная картина типична для карьеров стран с горным рельефом.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Наблюдения показывают, что в настоящее время в основном добывают камни правильной формы с поперечными размерами не более 200x250мм произвольной длины. Стеновой камень уже носит в основном другие функции: не несущую, а облицовочную с рельефом “скала”. Естественно возникает вопрос: резонно ли для добычи стенового камня такими размерами использовать тяжелые машины с дисковыми пилами диаметром до 1200мм?

Разработки, выполненные в Гюмрийском филиале Национального Политехнического Университета Армении совместно со специалистами из АООТ “Каратмекена” по созданию новой колесной машины для добычи стенового камня правильной

формы, в рамках выполнения темы 13 - 2D 106 ГКН, позволяют заключить, что возможность гибкого маневрирования подобных машин, работающих по новой технологии, обеспечит их использование не только по основному назначению, но и обеспечит добычу камня из заброшенных карьеров, т. е. обеспечит их вторичное использование. Учитывая также современную тенденцию широкого использования в приводах строительно-дорожных машин гидродвигателей и других гидроединиц нового поколения, то можно предполагать, что подобные новые машины смогут внести кардинально е изменение в эффективность работы камнедобывающей отрасли.

ОПТИМАЛЬНЫЕ ТРАНСМИССИИ

Исходными данными для создания колесной маневрированной машины являлись: прочность камня до 40 МПа, дисковые пилы диаметрами 800мм и 630мм с шириной 12мм, максимальная глубина резания 250мм, расчетные величины мощностей и крутящих моментов одной пилой (не более 10квт и 1200нм), скорости резания и подач, соответственно, до 6м/сек и до 5м/мин, цельнолитые шины вместо камерных, а также требования к технологии добычи: исключение образования ступенчатых участков на подошве у краев карьера после поперечных и продольных проходов при отделении камня от массива.

Анализом технических параметров современных гидравлических единиц, выпускаемых разными компаниями, установлено, что наиболее подходящими для проектируемых колесных машин являются гидравлические и комплектующие узлы компании Poclain Hydraulics [2]. Рассмотрены два варианта гидростатической трансмиссий для новой колесной машины с использованием гидроединиц, обеспечивающих скорость перемещения машины в пределах 0-5м/мин:

- с трансмиссией с гидромотор - колесами на базе гидромотора MS-08 (Рисунок 2);
- с гидротрансмиссией с двигателем CDM 222-050 (Рисунок 3);

Первый вариант более перспективен и целесообразен для принципиально новой колесной машины, где машина имеет новую компановку основных рабочих узлов. Вместо переднего ведущего моста на машине устанавливается две гидромоторы-колеса MS-08, питаемые от четырехкамерного гидронасоса 4Н18, который жестко прикреплен на кожухе двигателя машины. Между гидронасосом и колесами установлена гидрораспределитель. Создание такой машины весьма реально, поскольку будут использованы унифицированные узлы от других строительно-дорожных машин, однако требует сравнительно больших капитальных затрат и времени.

Второй вариант более целесообразен при изготовлении колесной машины на базе автопогрузчика поскольку базовая машина уже имеет требуемые необходимые движения. Особенностью этой конструкции является гидростатическая коробка передач CDM 222-050, которая устанавливается вместо механизма обратного хода погрузчика. Движение от двигателя через карданную передачу передается гидростатической коробке передач CDM 222-050, а через механизм отбора мощности на четырехкамерный гидронасос высокого давления 4Н18. Гидронасос вместе с распределительным клапаном управляет частотой вращения выходного вала коробки CDM 222-050, который в свою очередь соединен с дифференциалом главной передачи переднего ведущего моста погрузчика. Сверхмедленное прямолинейное перемещение машины обеспечивает электронная программируемая система ADDIDRIVE CreepDrive [2], а контроль прямолинейности передвижения выполняет электронная гироскопическая система с дополнительным внешнем источником корректирующего сигнала. Обе машины управляются одной и той же электронной системой. Создание машины на базе с этой трансмиссией не будет требовать больших капитальных затрат и времени.

Разработаны рабочие чертежи специальных узлов опытного образца машины на базе автопогрузчика модели 4014 (или АП-40810, АП-40814 и др.) Львовского завода “Автопогрузчик” с грузоподъемностью 5 тонн. Типы узлов гидравлической трансмиссии выбраны с учетом мнения представителя компании Poclain Hydraulics, а конструкция машины обсуждена и одобрена техническим советом Гюмрийской компании ”Каратмекена”, где машина будет изготовлена.

Разработаны 3 варианта машины:

- Операционная машина для выполнения поперечных проходов (Рисунок 4). Привод дисковых пил на режущих головках или от двух гидромоторов МР-05 с двойными выходными валами и расстоянием между двумя дисковыми пилами 405мм или от 4-х индивидуальных гидромоторов MS-08 с расстоянием между двумя дисковыми пилами 810мм, где камни длиной 390 мм образуются после поперечных перемещений машины. Режущие торцевые поверхности крайних пил перекрывают поперечную ширину машины, что исключает образование ступенчатых участков у краев карьера.
- Операционная машина для выполнения продольного комбинированного прохода: вертикального - тыльного и горизонтального - подошвенного (Рисунок 5). Для вертикальной пилы привод от гидромотора MS-08, а для горизонтальной или от гидромотора MS-08 или от гидромотора МК-05.

- Комбинированная машина (Рисунок 6). Последовательно выполняются: поперечные проходы с тремя переходами: горизонтальная режущая головка гидроцилиндром поднята вверх; продольные проходы с отделением камня от массива: дисковые пилы сняты и оставлена только одна у левой режущей головки.

Приведенная конструкция машины и новая технология добычи камня правильной формы – новая последовательность технологических операций, обеспечивающая исключение образования остаточных ступеней защищены патентами РА [3, 4].

Важным для новой колесной машины становится задача обеспечения прямолинейного перемещения, отклонение от которого может возникать как от твердых включений в породе, так и от других посторонних причин. Если у рельсовых камнедобывающих машин прямолинейность перемещений обеспечивается рельсами, то у новой колесной машины она обеспечивается электронной системой управления. Система состоит из трехосной гироскопической следящей системы, сервоусилителя, электромагнитного гидрораспределителя и реверсивного порционера, параллельно соединенный механизму гидроусилителя рулевого управления, внешнего устройства, обеспечивающее (корректирующее) прямолинейность движения машины. Такая система позволяет непрерывно следить за движением и мгновенно «вмешиваться» при любом его изменении.

Выведены зависимости для расчета величин погрешностей смещения от изменяющихся усилий резания дисковых пил на прямолинейность движения машины с целью программирования электронной системы управления, обеспечивающей погрешности перемещения не превышающие предельно допустимые значения. Результаты этих исследований подробно приведены в работе авторов [5].

Новая технология - новая последовательность технологических операций по добыче стенового камня правильной формы и новая колесная машина в отличие от рельсовых машин, благодаря своей гибкости и маневренности, позволяют добычу стенового камня правильной формы без образования остаточных ступеней, повышают степень использования карьера, а также позволяют вновь эксплуатировать заброшенные карьеры.

Производительность добычи камня новой машины сравнена с производительностью рельсовой машины СМР-026/1 [1]. Для новой машины с четырьмя вертикальными и одной горизонтальной пилами при добыче камня из туфа прочностью 25…40МПа размерами 390х240х188мм фактическая производительность составляет 2,2…3м^3 /час, что в среднем в 1,2…1,8 раза выше производительности машины СМР-026/1. Высокая производительность обеспечивается за счет увеличения скорости подачи, повышения процента выхода годной продукции и степени использования машины во времени, а также сокращения времени на вспомогательные операции [6].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Обоснована целесообразность использования колесных машин вместо рельсовых при добыче стенового камня правильной формы с прочностью до 40МПа, особенно для стран с горным рельефом, где длины каменных карьеров сравнительно коротки;
- Наиболее перспективно использование для новых колесных машин гидростатические трансмиссии от автопогрузчиков с комплектацией гидроагрегатов от компании Poclain Hydraulics;
- Предполагается, что стоимость добычи штучного камня значительно снизится благодаря исключению времени на перестановку рельсов, сокращению количества отходов и кондицированного камня, рациональному использованию машинной времени. Существенно улучшится состояние окружающей среды близлежащих районов карьеров и становится возможным вторичное использования заброшенных карьеров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Картавый Н.Г., Сычев Э.И., Волуев И.В. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня / М.-Маш.-е.-1988.- 240 с.
2. http://www.poclain-hydraulics.com/general- high-performance-brochure.pdf
3. Асатрян Д.А, Мкртчян Н.Г., Мсрян Ф.А, Арутюнян С.С. // Машина для добычи камня. Патент РА N0 2841 А.
4. Асатрян Д.А, Арутюнян С.С, Мкртчян Н.Г, Мсрян Ф.А // Способ добычи камня. Патент РА N0 2861 А.
5. Арутюнян С.С., Асатрян Д.А., Акопян С.А. Система управления колесной машиной для добычи камня. НПУА-2015, Вестник II.- Сборник научных статей .-Ереван.-2015 с.340-344.
6. Асатрян Д.А., Арутюнян С.С. Теннология и колесная машина для безостаточной добычи камня правильной формы. Известия НАНА и НПУА-68.-2015.-2.-Ереван.-с. 130-137.

OPTIMAL TRANSMISSIONS FOR WHEELED STONE MINING MACHINES

D. A. Asatryan and S. S. Harutyunyan

Gyumri Branch of National Polytechnic
University of Armenia, Gyumri, ARMENIA

ABSTRACT

The trend of use of the new generation of hydraulic units replacing the drives of cutting tools and feed transmissions in modern road construction machines allowed the authors together with the specialists of the "Karatmekena" company in Gyumri to create a new wheeled machine for the production of wall stone of the correct form. The possibility of flexible maneuvering of machines according to the new technology will make it possible to use them not only for the main purpose, but also for the utilization of abandoned quarries, substantially improving the environmental conditions of the nearby quarry areas.

A number of specific issues for the new machine have been solved, in particular, the problem of providing a rectilinear motion of the machine. The production capacity of the new wheeled machine compared to the performance of the rail machine CMP-026/1, is 1.2-1.8 times higher. New machines are very promising for countries with mountainous topography.

Рис. 1. Вид карьера

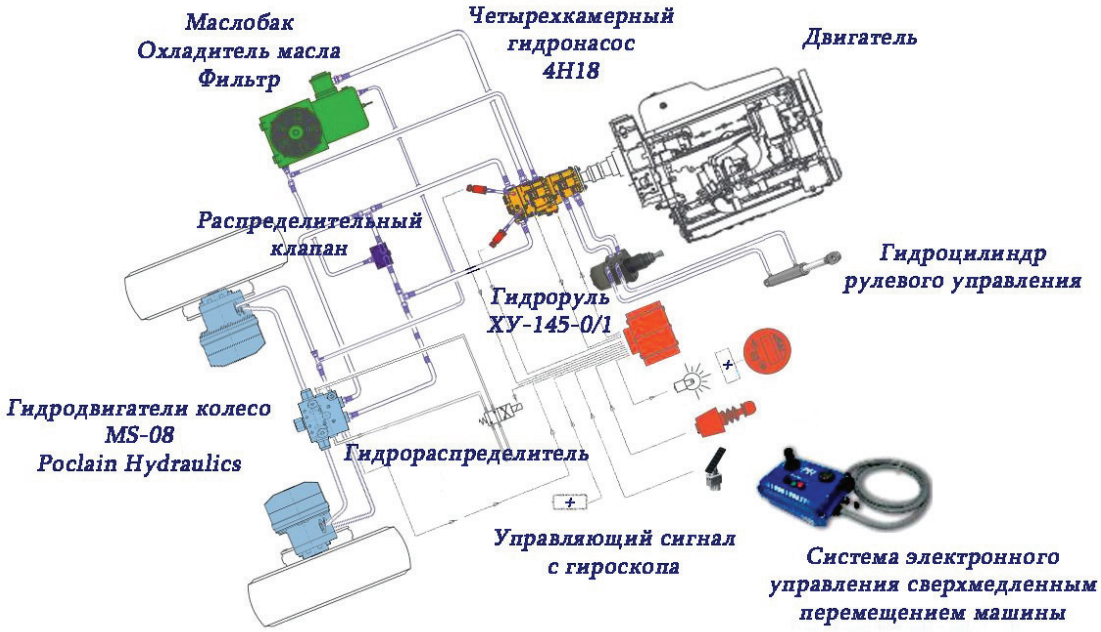


Рис. 2. Гидростатическая трансмиссия
машины с MS-08.

Рис. 3. Гидростатическая трансмиссия
машины с CDM 222-050

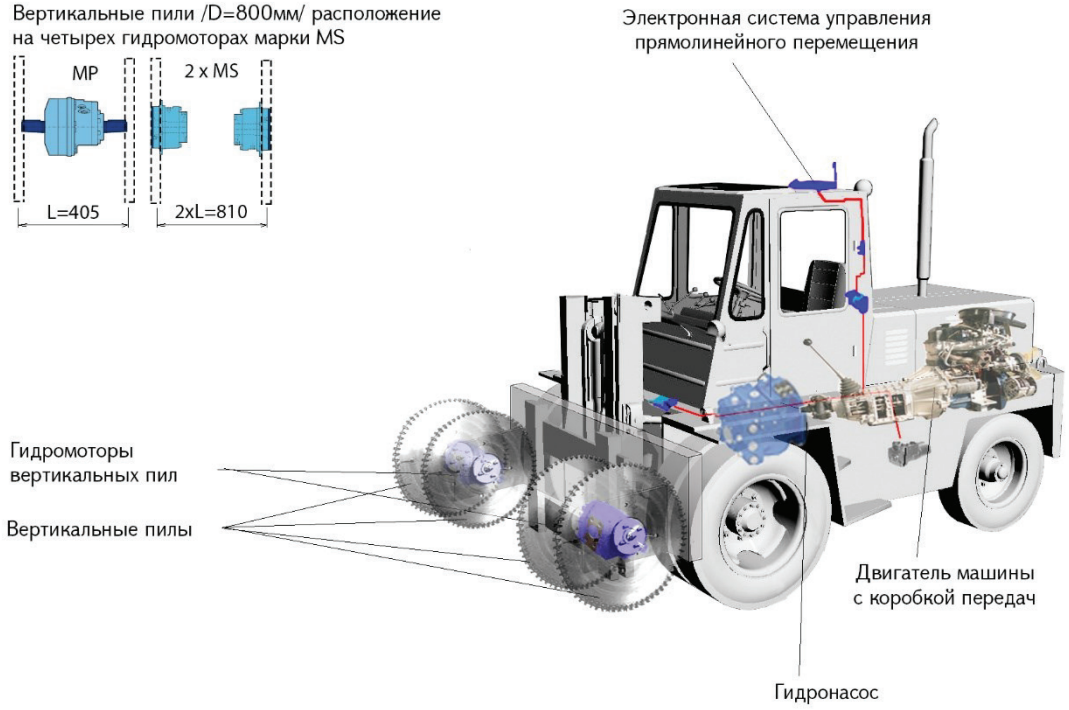


Рис. 4. Операционная машина для выполнения
поперечных проходов

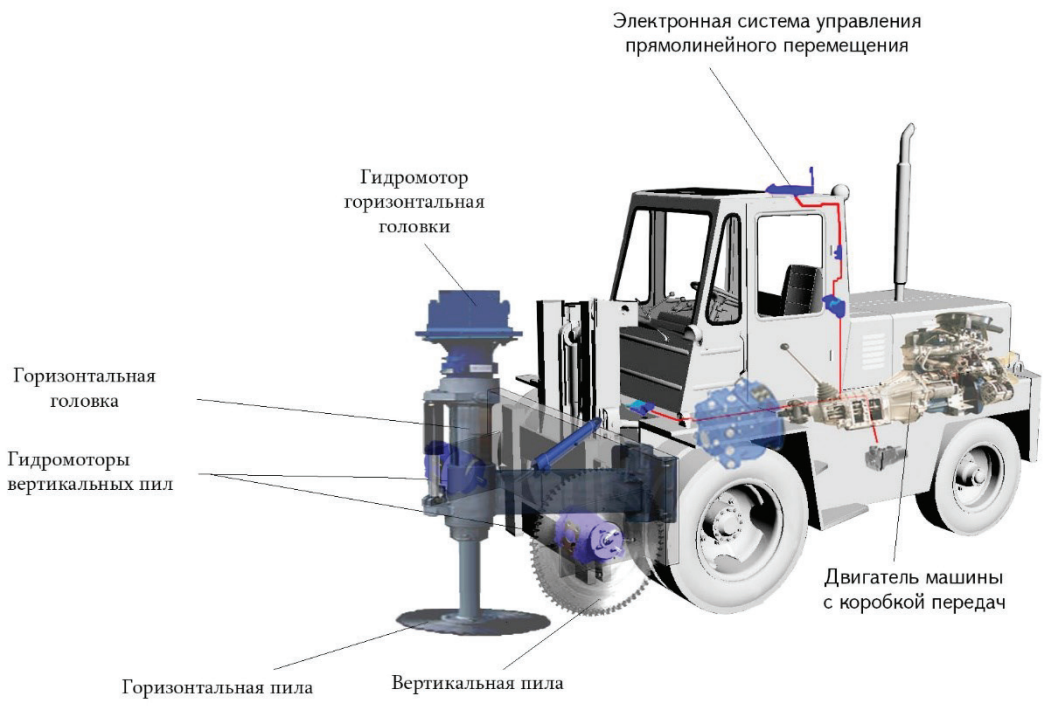


Рис. 5. Операционная машина для выполнения продольных проходов

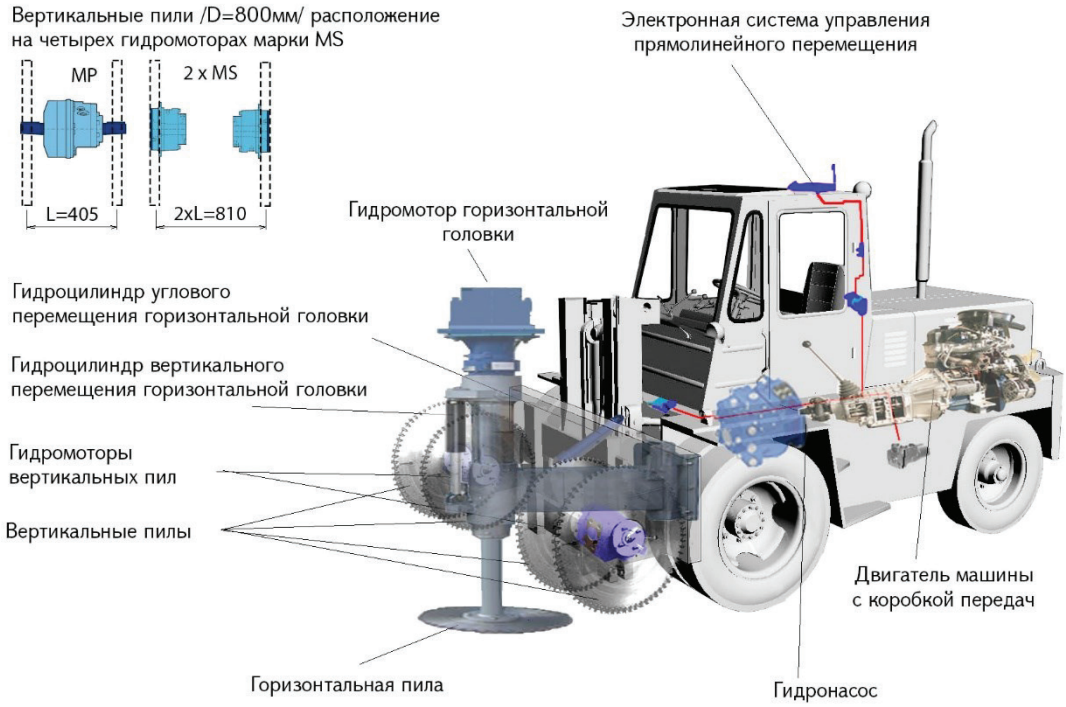


Рис. 6. Комбинированная машина.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-10

МЕТОДИКА ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ОСНОВАННЫХ НА ПОВЕРХНОСТЯХ КЛАССА “А” В ПРОЦЕССЕ РАЗРАБОТКИ ИЗДЕЛИЯ

Д.Г.Юрмузян[1] и А.О.Тутхалян[2]

[1]Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения, эл. почта: dyurmuzyan@gmail.com

[2]ОАО «Прогресстех- Армения», Ереван, Армения, эл. почта: areviktutkhalyan@gmail.com

АННОТАЦИЯ

Развитие современного машиностроительного производства связано с ростом возможностей информационных технологий (ИТ). Сфера ИТ развивается бурными темпами и с появлением современных программных средств PLM/CAD/CAE/CAM предоставляют широкие возможности, а их применение меняет среду работы технологов и программистов. Благодаря новым технологиям инженер получил мощный инструмент в виде PLM/CAD/CAE/CAM-системы для компьютерного моделирования.

Но, получая эти инструменты, инженеры не всегда используют весь потенциал, например, параметрическое моделирование, использование стандартных элементов конструкции детали и т.д. Так же можно отметить, что во многих инженерных компаниях почти не используют все вышеперечисленное, так как разработкой моделей занимаются субподрядчики или субсубподрядчики. Если смотреть со стороны времени разработки или времени доработки изделия иногда легче использовать модели без истории, чем параметрические модели с историей, но это относится только к изделиям, которые основаны на стайлинговых поверхностях и имеют сложную поверхность.

ВВЕДЕНИЕ

При моделировании деталей различают поверхностное (каркасно-поверхностное), твердотельное и смешанное (гибридное) моделирование. При поверхностном моделировании сначала строится каркас – пространственная конструкция, состоящая из отрезков прямых, дуг окружностей и сплайнов. Каркас играет вспомогательную роль и служит основой для последующего построения поверхностей, которые “натягиваются” на элементы каркаса.

Хотя поверхности и определяют границы тела, но самого понятия “тело” в режиме поверхностного моделирования не существует, даже если поверхности ограничивают замкнутый объем. Это наиболее важное отличие поверхностного моделирования от твердотельного.

Твердотельное моделирование существенно отличается от идеологии каркасно-поверхностного моделирования. Твердотельная модель представляет собой целостный объект, занимающий замкнутую часть пространства. При изменении в модели любого элемента будут меняться все другие элементы, которые связаны с ним. В результате изменится форма твердого тела, но сохранится его целостность.

При гибридном моделировании обеспечивается возможность одновременной работы с твердотельными объектами и с поверхностями. При этом можно “отрезать” поверхностью часть твердого тела, превращать замкнутый поверхностями объем в твердое тело и т. д. Гибридное моделирование позволяет сочетать все удобства твердотельного моделирования с возможностью построения объектов сколь угодно сложной геометрической формы.

Когда речъ идет о параметризации машиностроителъных деталей, все очень просто, так как они имеют простую форму и не основаны на поверхностях класса А полученные от дизайнеров и стилистов. При моделировании

используют твердотелое моделирование. Такая проблема возникает при проектировании деталей, основанных на поверхностях класса А, где всегда используют идеологию гибридного моделирования.

Если рассматривать процесс разработки деталей, который проходит параллельно с внешним дизайном детали и разработкой оснастки для прозводства детали, конструктору приходится несколько раз разрабатывать (моделировать) деталь на основании новой ревизии стайлинговых поверхностей.

При изучении литературы связанной с этой проблемой видим, что оно отсутствует или только информация в мануалах компаний разработчиков программ или учебые книги [1-4]. Особенно эта проблема возникает в области моделирования автомобильных деталей, которые основаны на стайлинговых поверхностях.

Как мы все понимаем, для процесса разработки очень важным остается сокращение времени, но так же очень важно и качество выполняемой работы. Под качеством выполняемой работы имеется ввиду хорошо выполненные модели изделия, которые легко можно доработать каждому инженеру. То есть модели должны быть параметрическими, легко изменяемыми и с ними могли бы работать все инженеры, чтобы было возможно взаимозаменять инженеров во время процесса разработки.

В этой статье будет представлена методика разработки пластиковых деталей автомобиля с использованием САПР CATIA V5 или NX. Как пример будет использована внутренняя пластиковая стойка. Методика основана на разделении конструкции детали на меняющиеся и не меняющиеся элементы, так же на принципе создания и использования стандартных элементов с помощью применения инструментов создания элементов определенным пользователем (udf-user defined fauture), которая в программе CATIA называется Power copy.

ВХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Входные данные для проектирования деталей на основании поверхностей класса А может служить сама поверхность класса А, компоненты для фиксации детали (пистоны, защелки, болты и тд.), окружение детали и сопрягаемые детали. Для методики примем как входящие данные только поверхности класса А и крепежные детали. На рисунке 1 показана поверхность класса А пластиковой накладки стойки автомобиля и местоположение точек крепления. Так же нужно учитывать координатную систему автомобиля, так как оси крепежных изделий или направление разъема детали всегда совпадает с осями координатной системы или находится в плоскостях, имея угол по горизонту.

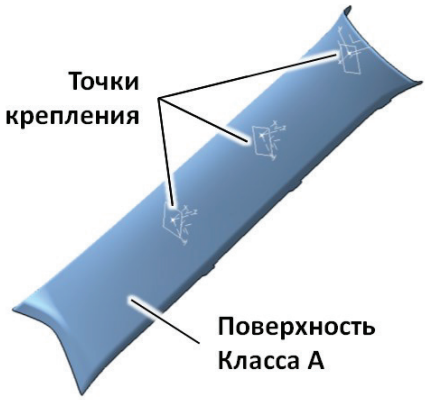


Рисунок 1. Поверхность класса А пластиковой накладки

На рисунке 2 показан пистон фиксирующий накладку к кузову и дог хауз положения пистона (dog house-собачья конура).

Рисунок 2. Пистон фиксирующий накладку к кузову и дог хауз

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ

Как было отмечено в начале статьи, нужно определить и разделелить конструкцию детали на меняющиеся и не меняющиеся элементы (рисунок 3).

Не меняющие части детали у нас будут пистоны и геометрия дог хаузов, подходящих для них, которая из себя представляет часть конструкции накладки. Так же могут быть ребра жесткости, которое не будем рассматривать в методике.

Меняющая часть конструкции – сама накладка, основанная на поверхности класса А, так как на стадии разработки до заморозки стайлинга автомобиля поверхность может менятся множество раз и из-за паралельной разработки нужно корректировать модель детали на изменения.

Создание твердотельной модели накладки простая операция, если возможно дать толщину поверхности. Но не всегда так просто получается из за кривизны стайлинговых поверхностей и радиусов. Приходится изпользовать поверхностное моделирование, чтобы получить твердотельную деталь с толщиной.

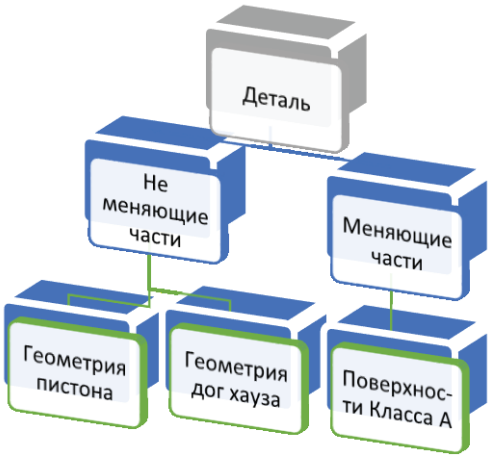


Рисунок 3. Схема деления

И здесь нам помогает разделение конструкции на меняющиеся и не меняющиеся элементы. Представим, что у нас уже есть смоделированная твердотелая модель накладки. Остается добавить конструкцию дог хаузов.

Дог хауз можно создать на первых стадиях разработки детали, когда у нас есть информация о пистоне и поверхности класса В.

Для их создания можно использовать команду Power Copy в САПР CATIA или UDF в САПР NX (в статье приведена на основании CATIA). Модели элементов должны быть полностью параметризованные и иметь минимальное количество исходной геометрии для вставки в разрабатываемую деталь.

Рисунок 4. Входная геометрия

На основании входных параметров создаётся координатная система. Все остальные операции и элементы, создаваемые в модели, должны быть привязаны к вышеупомянутой координатной системе (рисунок 5).

Power Copy в моделях должны иметь минимальные входные элементы. Как входную геометрию для моделирования элемента нужно использовать 2 линии перпендикулярные друг другу и точку, которая находится в пересечении этих линий (рисунок 4). Первая линия будет служить, как основная ось элемента. Она должна совпадать с направлением разъема формы для данной зоны проектируемой детали или с осью пистона. Вторая линия определяет угол поворота элемента относительно оси пистона. Точка будет служить для позиционирования координатной системы.

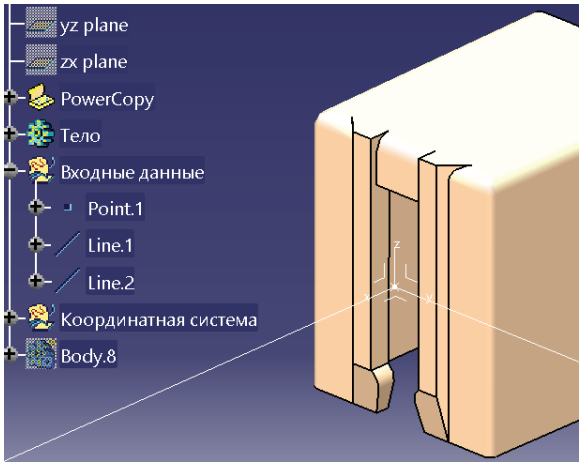


Рисунок 5. Модель дог хауза

Как параметрические входные данные будут использованы следующие управляющие параметры, такие как основная толщина стенки, толщина стенки у основания детали, литейные уклоны, основные радиусы и т.д.

Далее готовую модель нужно вставить в модель накладки. Для этого нужно сделать следующие шаги:

- Создание точки, где должен находится компонент,
- Создание оси пистона,
- Создание перпендикулярной оси для угла поворота пистона,
- Вставка модели с Power Copy с использованием как входные данные вышеуказанные элементы.

После вставки геометрии дог хауза мы сможем с помощью осей и точки переставить его так, чтобы его положение было удобным для конструкции. Так же мы увидим, что оно имеет интерференцию с телом накладки. Здесь уже будем использовать входную поверхность класса А и рассечем геометрию. После этого с помощью булевых команд добавляем к телу накладки и получаем окончательную модель детали (рисунок 6).

Все эти шаги нужно анализировать перед началом разработки, чтобы во время процесса не тратить дорогое время и дать возможность взаимозаменяемости инженеров.

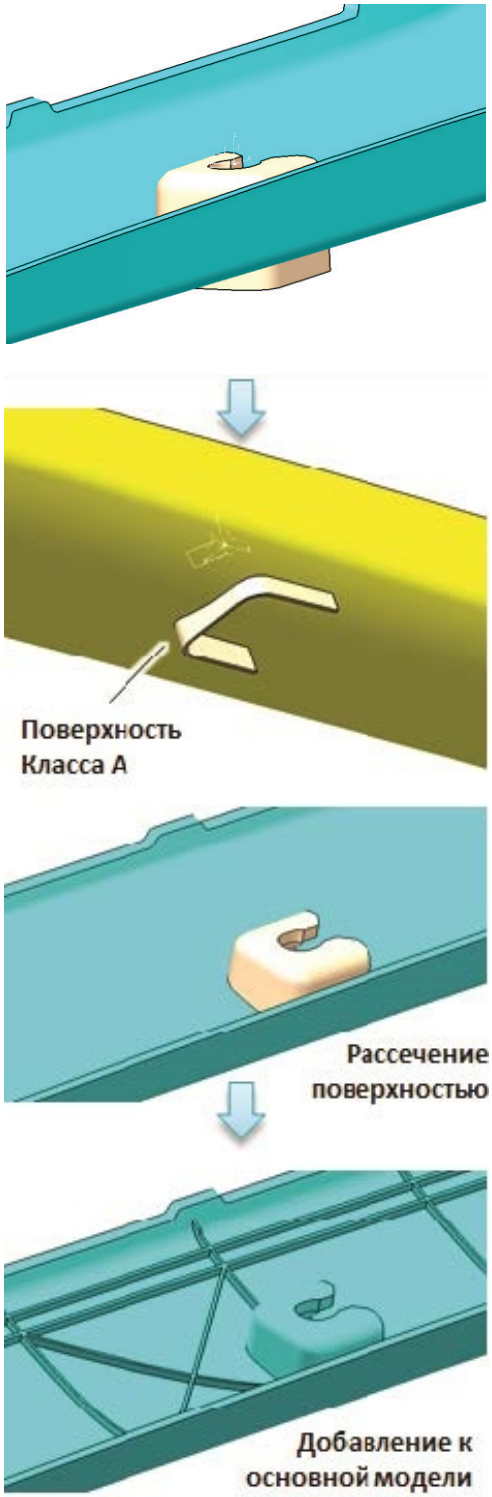


Рисунок 6. Вставленная модель и следующие шаги

Так же разрабатывая такие методики можно легко разделить процесс разработки модели конструкции детали между несколькими исполнителями. Это очень удобно при разработке моделей конструкции таких деталей, как бампер или панель приборов. Если смотреть на этот вопрос традиционно, тогда получится, что одну деталь должен проектировать один и тот же конструктор. Но если смотреть на скорость научного и технического прогресса, один инженер не успеет за ним, и для решения таких проблем приедтся разрабывать методики.

В последнее время более интенсивно начинают говорить о эджайл (agile) или скрам (scrum) разработке в информационных технологиях и об их внедрении в машиностроение или автомобилестроение, где долгое время традиционно используется метод водопада (waterfall). Так как в этих областях конечный продукт имеет физическую форму будет затруднительным изменение процесса разработки, но их можно использовать при разработке конкретных узлов и деталей. Мировые разработчики САПР уже думают об этой проблеме и начинают внедрять программы, адаптированные к новшествам. Это уже другая тема и требует более конкретного изучения, но суть разработки таких методик приводит так же внедрению современных методов процесса разработки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В этой статье была представлена методика разработки пластиковых деталей автомобиля с использованием САПР.

Были рассмотрены вопросы применения современных систем проектирования в проектировании деталей на основании поверхностей класса А. Проанализированы вопросы, стоящие перед конструкторами. Показаны шаги проектирования и приведены возможности САПР для оптимизации проектирования.

Методика позволит конструкторам параметризировать конструкцию деталей сокращением времени на разработку и на изменениях в процессе разработки, так же увеличивая взаимозаменяемость инженеров во время процесса разработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басов К. А., CATIA V5. Геометрическое моделирование, ДМК Пресс, Питер, 2008.– 270 с.
2. Антонов А. В. Системный анализ. Методология. Построение модели: Учеб. пособие. –М.: Высшая школа., 2004. - 454 с.
3. Кузнецова Л. В. И др. Проектирование и 3D моделирование в средах CATIA V5, ANSYS и Dymola 7.3: Учеб. пособие. – М.: ИНФРА-М., 2018.-182 с.
4. Tickoo S., CATIA V5-6R2013 for Engineers and Designers, John Wiley & Sons, 2014

METHOD OF PARAMETRIC MODELING OF PARTS BASED ON CLASS “A” SURFACES DURING THE PRODUCT DEVELOPMENT PROCESS

D.G. Yurmuzyan
National Polytechnic University of Armenia
Yerevan, Armenia

A.O. Tutkhalyan
OJSC "Progresstech-Armenia"
Yerevan, Armenia

ABSTRACT

Development of modern machine building is connected to the development of capabilities of information technologies (IT). IT is developing very fast and the emergence of new PLM/CAD/CAE/CAM software provides wide opportunities and their application changes the working environment of technologists and programmers. Due to these new technologies the engineer gets powerful tools in form of of PLM/CAD/CAE/CAM systems for computer modeling.

But getting these tools, engineers do not always use all the potential, for example, parametric modeling, the use of standard components of a part, etc. It can also be noted that in many engineering companies, almost none of the above are not used, since subcontractors or sub-subcontractors are engaged in the development of models. Considering the time of development or the time of finalizing a product, it is sometimes easier to use models without history than parametric models with a history, but this only applies to products that are based on styling surfaces and have complex shapes.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-11

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ АДАПТИВНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА SIMULATIONX

А.К.Тулешов[1], А.А.Джомартов[1], К.С.Иванов[1], Ю.М.Дракунов[1] , Е.С.Темирбеков[1], А.Т. Каимов[1]

[1]Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Алматы, Казахстан, эл. почта: legsert@mail.ru

АННОТАЦИЯ

В работе рассматривается динамический анализ адаптивной зубчатой передачи. Адаптивная зубчатая передача в отличие от существующих передач обеспечивает адаптацию к переменной технологической нагрузке, к инерционному сопротивлению и к возможным перегрузкам, способным вызвать аварийные ситуации. Для динамического анализа адаптивной зубчатой передачи в работе использовался программный комплекс SimulationX. В результате численного расчета получены значения угловых перемещений, угловых скоростей, угловых ускорений входного и выходного валов передаточного отношения, тягового момента на выходном валу адаптивной зубчатой передачи.

ВВЕДЕНИЕ

Адаптивная зубчатая передача представляет собой зубчатый дифференциальный механизм с двумя степенями свободы с замкнутым контуром, который накладывает дополнительную адаптивную связь на движение звеньев механизма. Адаптивная связь приводит к определимости движения кинематической цепи с двумя степенями свободы и к получению эффекта силовой адаптации [1].

Адаптивная зубчатая передача обеспечивает передачу движения от двигателя постоянной мощности на рабочий орган со скоростью, обратно пропорциональной нагрузке, т.е обладает свойством механической адаптации. Механическая адаптация – это способность механизма самостоятельно без какой-либо системы управления приспосабливаться к переменной технологической нагрузке. Функциональная сущность адаптивной зубчатой передачи – обеспечение оптимального переменного передаточного отношения при постоянной мощности двигателя. Эта функция принципиально отличается от функции коробки передач, имеющей несколько ступеней, так как при использовании ступенчатой коробки передач на каждой ступени необходимо изменять мощность двигателя для достижения оптимального результата при передаче энергии. В отличие от ступенчатой коробки передач адаптивная зубчатая передача обеспечивает самонастройку к переменной технологической нагрузке при постоянной мощности двигателя без использования системы управления [1,2]. Таким образом, адаптивную зубчатую передачу можно считать самонастраивающимся к переменной нагрузке механизмом.

В работах [3-4] выполнен силовой и кинематический анализ адаптивной зубчатой передачи. В настоящее время возникла необходимость динамического исследования адаптивной зубчатой передачи. Для динамического исследования адаптивной зубчатой передачи в работе будет использоваться программный комплекс SimulationX [5]

АДАПТИВНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА

Описание и структурная схема адаптивной зубчатой передачи

Адаптивная зубчатая передача имеет вид замкнутого зубчатого дифференциала с двумя степенями свободы [4] **(Рисунок 1).** Она содержит стойку 0, *е* водило H_1, замкнутый четырехзвенный контур из зубчатых колес 1-2-3-6-5-4 и водило H_2. Солнечные колеса 1, 4 объединены в блок колес 1-4. Эпициклические колеса 3, 6 объединены в блок колес 3-6.

Кинематическая цепь имеет две степени свободы. Цепь имеет два внешних звена (водила H_1 и H_2), которые соединены структурной группой с нулевой подвижностью 1-2-3-6-5-4. Эта структурная группа представляет собой замкнутый четырехзвенный контур. Мгновенные центры скоростей центральных зубчатых колес совпадают (расположены на центральной оси зубчатого дифференциала). Сборочный чертеж адаптивной зубчатой передачи показан на **рисунке 2.**

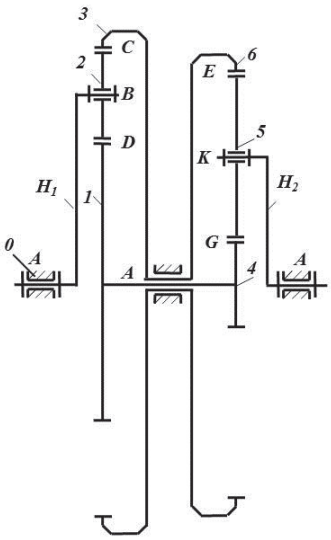


Рисунок 1. Адаптивная зубчатая передача

Структура адаптивной зубчатой передачи принципиально отличается от структуры многоступенчатого передаточного механизма. Кинематическая цепь адаптивного зубчатого механизма имеет две степени свободы и только одно входное звено (водило H_1). Зубчатый механизм с двумя степенями свободы имеет два внешних звена (водила H_1 и H_2) и размещенную между ними структурную группу Ассура с нулевой подвижностью.

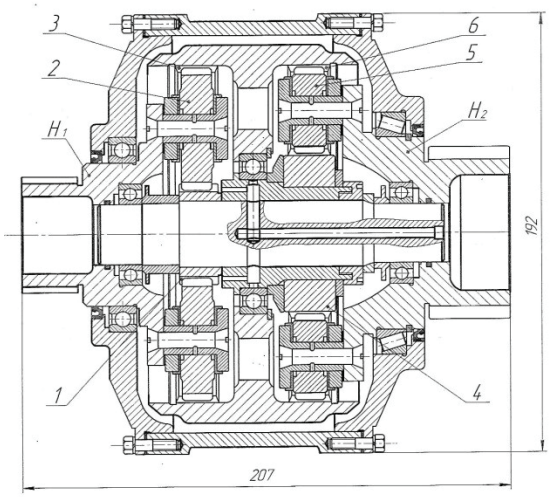


Рисунок 2. Сборочный чертеж адаптивной зубчатой передачи

Эта структурная группа представляет собой замкнутый четырехзвенный контур из зубчатых колес 1-2-3-6-5-4. Как было доказано [1,2], замкнутый четырехзвенный контур накладывает дополнительное условие связи на движение кинематической цепи с двумя степенями свободы и сообщает ей свойство силовой адаптации.

Число степеней свободы кинематической цепи определяем по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 4 = 2 \quad ,$$

где n - число подвижных звеньев, p_5 - число кинематических пар пятого класса, p_4 - число кинематических пар четвертого класса.

Адаптивная зубчатая передача может работать в режиме с двумя степенями свободы и в режиме с одной степенью свободы в зависимости от величины выходной нагрузки.

Режимы работы адаптивной зубчатой передачи

Адаптивная зубчатая передача может работать в режиме с двумя степенями свободы и в режиме с одной степенью свободы.

Движение механизма с двумя степенями свободы имеет место в эксплуатационном режиме движения с саморегулированием.

Движение с одной степенью свободы имеет место в двух случаях:

1) При пуске адаптивной зубчатой передачи, когда выходное водило остановлено.

2) При перегрузке, когда момент сопротивления на выходном водиле превышает максимальное значение, что также приводит к остановке выходного водила.

Рассмотрим сначала пуск адаптивной зубчатой передачи.

Адаптивный механизм, размещенный между двигателем и рабочим органом машины, допускает пуск с постепенным увеличением момента сопротивления (с использованием муфты сцепления) и с прямым воздействием на рабочий орган (без использования муфты сцепления).

Муфта сцепления должна быть размещена после выходного вала адаптивного механизма. Начало пуска происходит при отключенном рабочем органе. Адаптивный механизма при отсутствии выходной нагрузки переходит в движение с одной степенью свободы при вращающемся выходном водиле. Угловые скорости всех звеньев одинаковы и равны входной угловой скорости. Контур из зубчатых колес вращается как одно целое при отсутствии относительного движения колес внутри контура. Момент сопротивления на выходном водиле может иметь место при действии инерционных сил, или при наличии внутреннего трения. Максимально возможный момент сопротивления на выходном водиле равен входному движущему моменту.

После соединения адаптивного механизма с рабочим органом (с помощью муфты сцепления) адаптивная зубчатая передача переходит в эксплуатационный режим движения. Начинается движение с двумя степенями свободы при наличии относительного движения зубчатых колес внутри замкнутого контура. Увеличение выходного момента сопротивления приводит к уменьшению выходной угловой скорости и троганию с места. После трогания с места начинается эксплуатационный режим движения с наличием эффекта силовой адаптации.

Пуск адаптивной зубчатой передачи при отсутствии муфты сцепления происходит при неподвижном выходном водиле. Трогание с места выходного водила может иметь место при наличии внутреннего момента сопротивления в замкнутом контуре, который может быть представлен в виде некоторого приведенного момента сопротивления на выходном сателлите 5. Момент сопротивления имеет место как инерционный момент или как момент сил трения. В момент трогания с места максимально возможный момент сопротивления на выходном водиле равен входному движущему моменту. Поэтому пуск должен происходить в режиме увеличения мощности двигателя. После трогания с места выходного водила начинается эксплуатационный режим движения с наличием эффекта силовой адаптации.

Рассмотрим работу адаптивного механизма при перегрузке. Когда момент сопротивления на выходном водиле превышает максимальное значение, происходит остановка выходного водила. Двигатель продолжает работать при неподвижном рабочем органе. Режим работы при работающем двигателе и остановленном рабочем органе можно назвать стоповым режимом движения. Возможность перехода адаптивного механизма в стоповый режим движения имеет важное практическое значение. Стоповый режим движения позволяет предотвратить выход механизма из строя при перегрузках.

После устранения перегрузки механизм продолжит работу в эксплуатационном режиме движения.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АДАПТИВНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ SIMULATIONX

Рассмотрим составление динамической модели адаптивной зубчатой передачи на программном комплексе SimulationX [5,6].

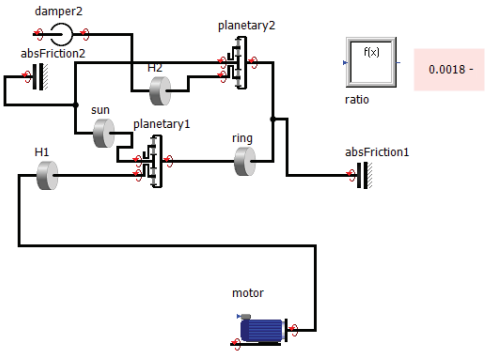


Рисунок 3. Динамическая модель адаптивной зубчатой передачи на SimulationX

На **рисунке 3** изображена модель адаптивной зубчатой передачи на программном комплексе SimulationX. Элементы библиотеки SimulationX, которые были использованы при составлении модели, показаны на **рисунке 4.**

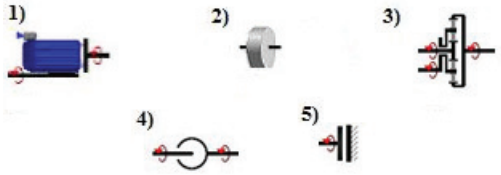


Рисунок 4. Элементы библиотеки SimulationX

Перечень обозначений (**Рисунок 4**) и описание элементов библиотеки SimulationX:

1 - Асинхронный электродвигатель. Этот элемент моделирует простой асинхронный электродвигатель. Модель базируется на стационарных характеристиках электродвигателя. Данный элемент моделирует асинхронный двигатель с достаточной точностью при моделирования привода машины. Здесь моделируются запуск двигателя, переходные и установившиеся процессы, в зависимости от нагрузки и скорости вращения вала.

2 - Инерция. Этот элемент моделирует момент инерции вращательного звена. Также

имеется возможность моделирования переменного момента инерции.

3- Планетарная передача. Этот элемент моделирует одноступенчатую планетарную передачу.

4- Демпфер вращения. Этот элемент моделирует вращательный демпфер. Таким образом, он позволяет реализовать абсолютное, так и относительное вязкое демпфирование.

5- Трение. Этот элемент моделирует трение во вращательных парах.

Моменты инерций: H1 – момент инерции входного водила; sun – момент инерции центральных колес с внутренними зубьями; ring– момент инерции центральных колес с внешними зубьями; H2 – момент инерции выходного водила.

Исходные параметры модели: Расчет динамической модели адаптивной передачи проводился при номинальной частоте вращения двигателя 460 оборотов в минуту. Значения параметров модели взяты из работы [4]. На **рисунке 5** приведен график момента сопротивления на выходном вале адаптивной зубчатой передачи от вязкого демпфера

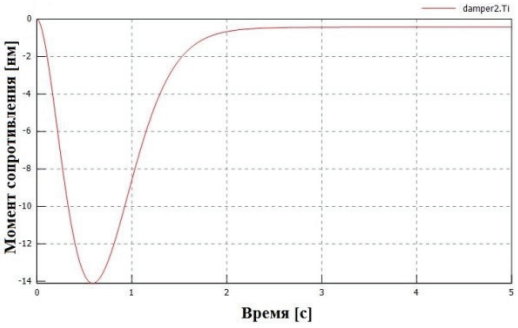
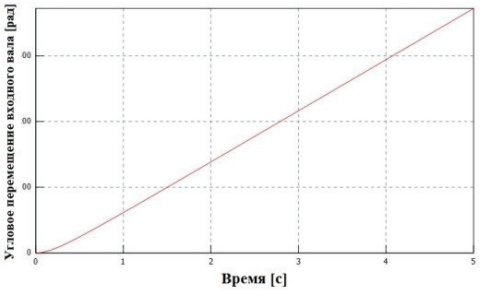
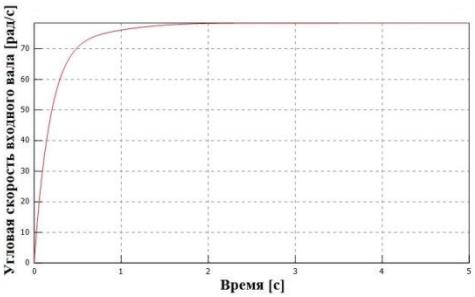


Рисунок 5. График момента сопротивления на выходном вале адаптивной зубчатой передачи от вязкого демпфера

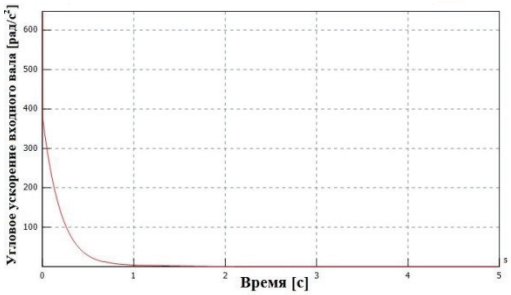
Результаты моделирования: На **рисунках 6 а,б,в** приведены графики углового перемещения, угловой скорости, углового ускорения входного вала адаптивной зубчатой передачи. На **рисунках 7 а,б,в** приведены графики углового перемещения, угловой скорости, углового ускорения выходного вала адаптивной зубчатой передачи. На **рисунке 8** приведен график передаточного отношения адаптивной зубчатой передачи.



(а) - угловое перемещение

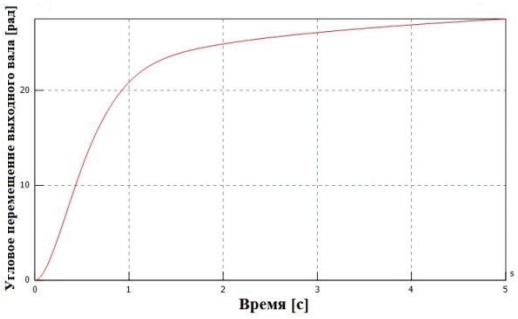


(б) - угловая скорость

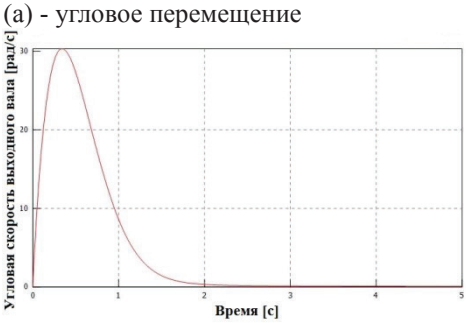


(в) – угловое ускорение

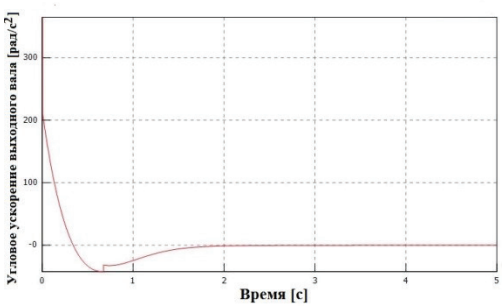
Рисунок 6. Графики углового перемещения, угловой скорости и углового ускорения входного вала адаптивной зубчатой передачи



(а) - угловое перемещение



(б) - угловая скорость



(в) – угловое ускорение

Рисунок 7. Графики углового перемещения, угловой скорости и углового ускорения выходного вала адаптивной зубчатой передачи

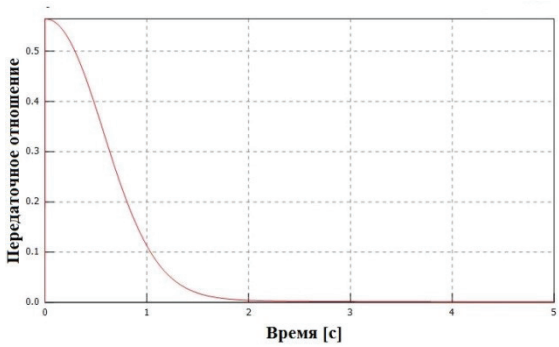


Рисунок 8. - График передаточного отношения адаптивной зубчатой передачи

На **рисунке 9** приведена тяговая характеристика адаптивной зубчатой передачи в виде графика изменения тягового момента на выходном валу в нм в зависимости от скорости его вращения в рад/с.

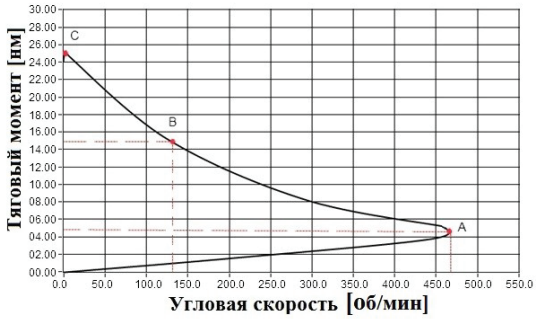


Рисунок 9. График тягового момента на выходном валу адаптивной зубчатой передачи

Тяговый момент на выходном валу механизма в эксплуатационном режиме движения равен переменному моменту сопротивления.

Тяговая характеристика содержит следующие участки. Режим пуска (старта) – кривая $0A$ и эксплуатационный режим движения – кривая ABC. В режиме пуска при включении электродвигателя движущий момент быстро изменяется от нуля до номинального значения, соответствующего мощности электродвигателя. Механизм движется в режиме пуска (кривая $0A$) в состоянии с одной степенью свободы как одно целое. Внутреннее относительное движение колес внутри замкнутого контура отсутствует. Выходной вал механизма вращается с номинальной скоростью вращения вала электродвигателя. В точке A характеристики тяговый момент на выходном валу адаптивного механизма равен входному моменту или моменту на валу электродвигателя $M_{H2} = M_{H1} = 4.80\,Нм$. Скорость вращения (частота вращения) выходного вала равна частоте вращения входного вала $n_{H2} = n_{H1} = 460\,об/мин$.

$0A$ – движение в состоянии с одной степенью свободы при отсутствии внутренней подвижности в контуре, ABC – движение с двумя степенями свободы (эксплуатационный режим), B – промежуточная точка, C – конец эксплуатационного режима (максимальный момент сопротивления и остановка).

Эксплуатационный режим движения начинается в точке A кривой ABC, когда выходной момент сопротивления начинает превышать номинальный тяговый момент $M_{H2} > M_{H1} = 4.80\,Нм$ в этом случае механизм переходит в состояние с двумя степенями свободы, происходит силовая адаптация. Частота вращения выходного вала самостоятельно изменяется в обратной зависимости от момента сопротивления. Входной момент и входная частота вращения остаются без изменения. Они равны соответствующим номинальным значениям параметров электродвигателя.

Например, в точке B тяговый момент на выходном валу и соответствующий ему момент сопротивления имеет значение $M_{H2} = 14.90\,Нм$, частота вращения выходного вала равна $n_{H2} = 140\,об/мин$.

Максимальный тяговый момент на выходном валу имеет место в точке C. В этой точке максимальный тяговый момент равен максимальному моменту сопротивления $M_{H2} = 25.00\,Нм$. Частота вращения выходного вала при подходе к точке C становится минимальной, а затем в точке C происходит остановка выходного вала механизма $n_{H2} = 0$. Входной вал продолжает вращаться с номинальной скоростью вращения электродвигателя $n_{H1} = 470\,об/мин$. Механизм переходит в состояние с одной степенью свободы, когда входной вал вращается, а выходной вал остановлен. Имеет место так называемый стоповый режим работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Составлена динамическая модель адаптивной зубчатой передачи на SimulationX, которая позволяет проводить динамический расчет для различных вариантов структурных схем с учетом характеристик двигателя, внешней нагрузки, и т.д.

Получены графики углового перемещения, угловой скорости, углового ускорения входного вала передаточного отношения, тягового момента на выходном валу адаптивной зубчатой передачи.

Численные результаты динамического анализа адаптивной зубчатой передачи на SimulationX подтверждают ее работоспособность. Замкнутый контур в составе кинематической цепи с двумя степенями свободы при наличии идеальных связей обеспечивает определенность движения как в состоянии с двумя степенями свободы (в эксплуатационном режиме движения), так и в состоянии с одной степенью свободы (при пуске).

Программный комплекс SimulationX позволяет легко смоделировать динамику планетарной зубчатой передачи с учетом упругости между сателлитом и водилом, зазоров в зубчатых зацеплениях, центробежных сил и дисбаланса на сателлите или центральном колесе, трения в контактах зубьев и в подшипниках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ivanov K.S., Discovery of the Force Adaptation Effect. *Proc. of 11th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Tianjin, China (2004) 581 - 585.
2. Ivanov K.S. Effect of force adaptation in mechanics, *Journal of Mechanics Engineering and Automation,* 3 (2011).
3. Ivanov K.S., Jomartov A., Joldasbekov S., Functional Properties of Stepless Gear Adaptive Transmissions, *International Scientific Journal "Problems of Applied Mechanics",* 2 (2013).
4. Иванов К.С., Джомартов А.А. Функциональные свойства бесступенчатых зубчатых адаптивных трансмиссий. *Механика машин, механизмов, и материалов*, 3 (2010).
5. ITI GmbH, http://www.simulationx.com/ (2000).
6. Multibody dynamic model of Russian sulzer loom STB, *Journal of Vibrational Engineering and Technologies*, 6 (2017).

DYNAMIC ANALYSIS OF ADAPTIVE GEAR ON SIMULATIONX

A.K. Tuleshov, A.A. Jomartov, K.S. Ivanov, Yu.M. Drakunov, Y.S. Temirbekov, A.T. Kaimov

Kazakh National University named after al-Farabi, Almaty, Kazakhstan, mail: legsert@mail.ru

ABSTRACT

Dynamic analysis of adaptive gear is considered in this paper. Adaptive gear, in contrast to existing gears, provides adaptation to the variable process load, to the inertial resistance and to possible overloads that can cause emergency situations. For the dynamic analysis of adaptive gear, SimulationX software was used. As a result of the numerical calculation, angular displacements, angular velocities, angular accelerations of the input and output shafts, the gear ratio and the torque on the output shaft of the adaptive gear transmission were obtained.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018/ MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-12

РАЗРАБОТКА И ТРИБОЛОГИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗАСБЕСТОВЫХ ТОРМОЗНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

С.Г. АГБАЛЯН[1], Н.Г. МЕЛИКСЕТЯН[2], Г.Н. МЕЛИКСЕТЯН[3]
[1]Национальный политехнический университет Армении, *эл. почта:* metalsur@seua.am
[2]Национальный политехнический университет Армении, эл. почта: n_meliksetyan@mail.ru
[3]Национальный политехнический университет Армении, *эл. почта:* g_meliksetyan93@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты трибологических исследований различных безасбестовых тормозных фрикционных материалов ведущих фирм по производству тормозных колодок и выявлены основные закономерности высокотемпературного трения.

Показано, что работоспособность фрикционных материалов во многом зависит от процессов фрикционного переноса. В процессе образования перенесенной пленки коэффициент трения фрикционных материалов увеличивается и достигает максимума, трение происходит между фрикционным материалом и образованной на поверхности контртела перенесенной пленкой. При повышении температуры, когда перенесенная пленка и поверхностные слои фрикционного материала размягчаются, а также происходят деструкционные процессы, коэффициент трения уменьшается до минимума. В дальнейшем, вследствие высоких локальных давлений, при которых существование стабильной перенесенной пленки невозможно, коэффициент трения повторно повышается и начинается интенсивный режим изнашивания фрикционного материала.

Предлагается новый безасбестовый тормозной фрикционный материал с применением порошков из полиметаллических минералов армянского месторождения с высоким содержанием карбоната кальция. Установлено, что обеспечивается новый технический эффект – протекающие деструкционные процессы армирующих элементов перемещаются в область более высоких температур и стабилизируются трибологические свойства материалов.

Сравнительные экспериментальные исследования показывают, что предлагаемый композит имеет более высокую работоспособность и рекомендуется применять его в производстве фрикционных накладок дисковых тормозов легковых автомобилей.

ВВЕДЕНИЕ

Безасбестовые фрикционные материалы почти 20 лет успешно используются в тормозных устройствах различных машин и в настоящее время пока еще являются перспективными материалами для изготовления фрикционных накладок тормозных устройств.

Однако, интенсификация движений, увеличение нагрузочных масс движущихся частей машин, повышение нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации транспортных средств и требования по обеспечению экологической безопасности окружающей среды непрерывно предъявляют новые и повышенные требования к фрикционным тормозным материалам. Вследствие этого применяемые в настоящее время фрикционные материалы не всегда удовлетворяют возросшим требованиям эксплуатации. Технический прогресс требует разработки новых высокоэффективных и в то же время экологически безвредных фрикционных материалов.

Улучшение трибологических свойств фрикционных материалов путем уменьшения интенсивности протекающих деструкционных процессов армирующих наполнителей при высокотемпературном трении, является актуальным направлением разработки новых и более эффективных композитов фрикционного назначения. Определенный интерес представляет также создание новых фрикционных материалов с применением порошков и отходов полиметаллических минералов армянского месторождения.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Трибологическое исследование процесса фрикционного переноса при высокотемпературном трении безасбестовых тормозных фрикционных материалов и разработка нового композита с применением минералов армянского месторождения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Трение фрикционных безасбестовых тормозных материалов в условиях поверхностных температур выше 250-280 ^{0}С, по характеру отличается от низкотемпературного трения [1-4]. Непрерывное многократное фрикционное нагружение интенсивно пластически деформирует поверхностный слой, в котором происходят постоянно действующие термомеханические, механохимические и структурные превращения. Создаются определенные условия для образования микродефектов и зарождения в области их скопления микротрещин. Последние приводят к образованию частиц износа, размеры и частота появления которых определяют интенсивность изнашивания материала. Переход процесса изнашивания материалов от умеренного к интенсивному с одновременным уменьшением коэффициента трения в условиях деструкции связующего, наличие процессов фрикционного переноса и сложное агрегатное состояние поверхности трения фрикционных материалов в температурной зоне, при котором наблюдается повторное повышение коэффициента трения в режиме интенсивного изнашивания указывают на то, что изменяется механизм разрушения поверхностных слоев и процесс разрушения невозможно объяснить, основываясь только на концепции усталостной теории изнашивания. В условиях высокотемпературного трения решающую роль принадлежит процессам фрикционного переноса.

Исследованиям, посвященным явлению фрикционного переноса в узлах трения различных машин, уделяется большое внимание [1, 3-5]. Это обусловлено тем, что образование пленки переноса играет значительную роль в процессах трения и изнашивания металлических и, в большей степени, металлополимерных материалов. Свойства перенесенных пленок определяют эксплуатационные характеристики трибоматериалов.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для достижения низкой интенсивности изнашивания по результатам исследований [1, 3] требуется формирование достаточно толстой (до 5...7 мкм) монолитной пленки переноса. Поэтому, для нормального функционирования узлов трения важно исследовать особенности образования пленок переноса с тем, чтобы при разработке новых материалов фрикционного назначения научно обоснованно управлять их эксплуатационными свойствами.

С этой целью проводились исследования образцов из фрикционных безасбестовых тормозных материалов производства ведущих европейских фирм Textar, Bosch и ATE на лабораторной установке типа FM-9 по методике ГОСТ Р ИСО 7881-94. Конструкция диска фрикционной пары предусматривает два отверстия, расположенные диаметрально противоположно по среднему радиусу трения для специальных вставок размером Ш10 мм из одноименного материала диска. До испытания каждого выбранного образца из фрикционного материала две такие вставки жестко устанавливались в отверстиях и для выравнивания их поверхности с поверхностью трения диска производился совместное обтачивание до получения поверхностной шероховатости R_z = 20…16,5 мкм. В качестве материала диска был использован серый чугун марки СЧ 20 по ГОСТ 1412-79.

До начала экспериментов при удельном давлении 0,2 МПа и скорости скольжения 0,75 м/с, в условиях поверхностных температур ниже 100 ^{0}С производилась приработка пары трения. Проводились двухэтапные эксперименты. На первом этапе выявились зоны уменьшения коэффициента трения в зависимости от поверхностной температуры, а на втором этапе проводились повторные опыты до достижения максимальных значений коэффициента трения. После экспериментов вставки вынимались, и поверхности трения исследовались методом растровой электронной микроскопии на микроскопе ISM-50A “Jeol”. Результаты испытаний на установке типа FM-9 приведены на рис. 1.

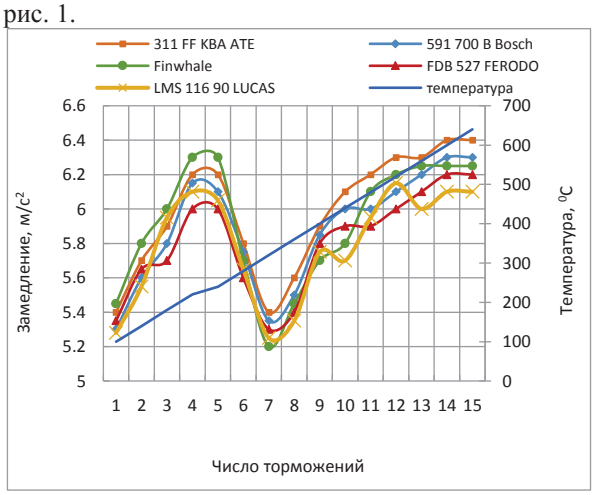


Рис.1. Зависимости коэффициента трения от температуры безасбестовых тормозных материалов на основе смоляного (Δ), каучукового (О) и комбинированного (□) связующих при P_a= 2,0 МПа, $V_{ск}$=16,7 м/с

Как видно коэффициент трения всех материалов с повышением температуры первоначально увеличивается и имеет максимальное значение при температурах 250...280 ^{0}С. Далее при увеличении поверхностной температуры коэффициент трения уменьшается до минимального значения при 330...400 ^{0}С. При температуре выше 400 ^{0}С у всех

материалов наблюдается резкое повышение коэффициента трения. Во всех случаях зависимость коэффициента трения материалов от поверхностной температуры выражается кривой, имеющей зону снижения в интервале 220…360 ^{0}C с резким переходом от сравнительно высокого трения до уровня, практически соответствующего трению при смазке.

Микроструктура поверхностей трения вставок приведены на рис.2

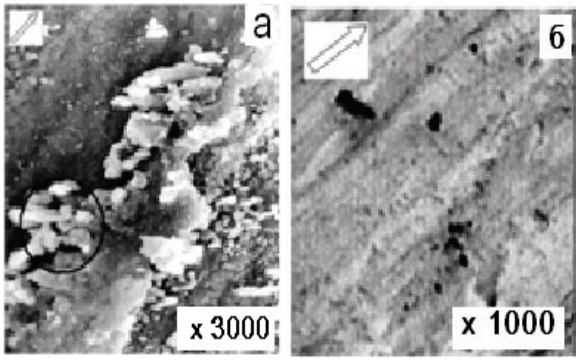


Рис. 2. Микроструктура поверхности чугунного контртела после трения с безасбестовыми тормозными материалами при максимальных (а) и минимальных (б) значениях коэффициента трения Стрелкой указана направление трения. В окружностях показаны места скопления первичных частиц фрикционного переноса

Видно, что при максимальных значениях коэффициента трения на поверхности чугунного контртела существует слой фрикционного переноса (рис. 2,а), а при минимальных значений коэффициента трения этот слой отсутствует (рис. 2,б). Учитывая то, что исследуемые материалы способны образовать пленку фрикционного переноса на поверхности трения контртела, а также характер изменения коэффициента трения и интенсивности изнашивания в зависимости от поверхностной температуры, механизм образования пленок переноса и процесса взаимодействия элементов пары трения объясняется следующим образом.

Вначале трение происходит по адсорбированной на поверхности контртела пленке, которая после первых минут трения истирается, затем образуются первые частицы износа, вследствие разрушения фрикционных материалов. При этом происходит их перенос на поверхность контртела, что повышает коэффициент трения (первый участок кривых фрикционной теплостойкости - до температур 250...280 °C). Не прилипшие к поверхности контртела частицы выходят из зоны контактирования в виде продуктов износа. На поверхности трения контртела постепенно образуется пленка фрикционного переноса и, когда она становится сплошной и монолитной, значение коэффициента трения достигает максимума. Пленка фрикционного переноса в этот период находится в твердом состоянии. Трение происходит между фрикционным материалом и образованной на поверхности контртела перенесенной пленкой.

С продолжением трения температура, генерируемая в зоне трения, возрастает и начинается процесс деструкции связующего. Постепенно материал фрикционного переноса переходит в размягченное, а затем и в расплавленное состояние. В начале процесса расплавления пленка успевает остыть в промежутке повторных скольжений образца, затем, по мере повышения температуры происходит деструкция связующего, приводящего к разрушению перенесенной пленки.

Наконец, при дальнейшем повышении температуры наблюдается увеличение коэффициента трения. Его рост объясняется, увеличением адгезионной способности формировавшегося поверхностного рабочего слоя фрикционных материалов. Стабильной перенесенной пленки в этих условиях не существует. Такая интерпретация дает возможность процессы фрикционного переноса наиболее полностью объяснить на основе адгезионно-энергетической модели взаимодействия [1, 4].

Таким образом, способность образования пленки фрикционного переноса является важной характеристикой фрикционной пары. Вновь разрабатываемые безасбестовые материалы должны образовать пленку фрикционного переноса на поверхности контртела при сравнительно высоких температурах, в область которых смещаются максимальные значения коэффициента трения.

Такой технический эффект можно получить путем ввода в композиционный состав фрикционных материалов добавок, которые перемещают протекающие деструкционные процессы армирующих наполнителей в область более высоких температур.

С этой целью вначале исследовались термогравиметрические свойства армирующих стеклянных и графитовых волокон. Результаты приведены на рис.3

Как видно процесс деструкции стеклянных волокон характеризуется трехэтапным температурным циклом. Вначале (250-400 ^{0}C) происходит потеря влаги, далее происходит распад использующихся в производстве волокна органических связующих веществ (420-550 ^{0}C) и на третьм этапе наблюдается остеклование волокна и оксидирование находящихся в составе волокна инородных остаточных продуктов.

При этом, результаты дифференциально-термогравиметрического анализа показывает, что

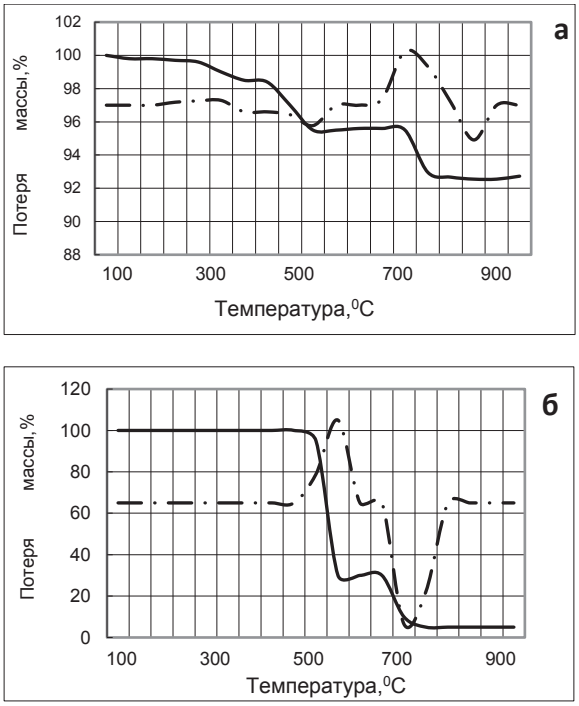


Рис.3.Термогравиметрические (──) и дифференциально-термогравические (-----) кривые стеклянных (а) и графитовых (б) волокон при нагреве 10 ^{0}С/мин

процессы, протекающие на третьем этапе имеют экзотермический характер – выделяется определенное количество тепла.

Деструкция графитовых волокон в основном начинается при температурах 550 ^{0}С и характеризуется двухэтапным температурным циклом. При 550-650 ^{0}С происходит распад использующихся в производстве волокна органических связующих веществ и при 730-820 ^{0}С имеет место частичная графитизация волокна. Здесь также второй этап процессов имеет экзотермический характер.

Следовательно, при применении стеклянных и графитовых волокон в композитах фрикционного назначении в условиях трения выше поверхностных температур 700 ^{0}С (например, длительное торможение ж/д транспорта при подходе к подъездным путям) имеет место дополнительное тепловыделение в связи с деструкцией волокон. Это дополнительно повышает температуру поверхности. И если в состав композита вводить наполнители, которые в этих температурах имеют способность поглощать определенное количество тепла, то деструкционные процессы волокон будут смещаться в область более высоких температур, а как следствие, будут стабилизироваться трибологические свойства композитов.

Результаты дифференциально-термических и термогравиметрических изучений показывают, что интенсивный распад карбоната кальция начинается при 750 ^{0}С и характеризуется поглощением тепла (рис.4). Следовательно, с применением в композитах фрикционного назначения порошков полиметаллических минералов армянского месторождения, богатых карбонатом кальция, деструкционные процессы стеклянных и графитовых волокон будут иметь место в условиях более высоких температур. Как результат этого, будут стабилизироваться трибологические свойства композитов.

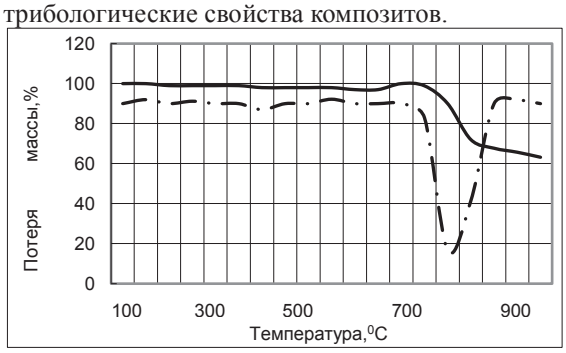


Рис.4. Термогравиметрические (──) и дифференциально-термогравические (-----) кривые карбоната кальция при нагреве 10 ^{0}С/мин

Для подтверждения этого предположения апробировался мелкодисперсный порошок мрамора, который в своем составе содержит большое количество карбоната кальция. Проводились сравнительные лабораторные и стендовые испытания фрикционных композитов одинокого композиционного состава, изготовленные из одного и того же сырья с порошком и без порошка мрамора (рис.5).

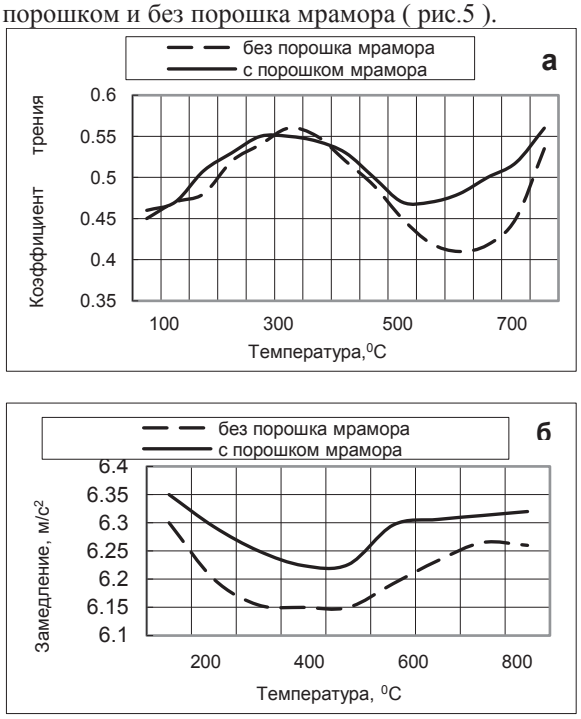


Рис.5. Результаты лабораторных (а) и стендовых испытаний (б) композитов

Как показывают результаты лабораторных испытаний (рис.5,а) композит с мелкодисперсным порошком мрамора по сравнению с композитом без порошка мрамора имеет более высокие значения коэффициента трения при температурах выше 700 ^{0}С. Кроме того у этого композита сравнительно меньше коэффициент колебания коэффициента трения. То же самое наблюдается и при низких температурах.

Стендовые испытания (рис.5,б) подтверждали результаты лабораторных испытаний. Композит с мелкодисперсным порошком мрамора имеет более высокие и стабильные значения замедления при торможении.

Таким образом, применение в композитах фрикционного назначения порошков из полиметаллических минералов с высоким содержанием карбоната кальция обеспечивает новый технический эффект – протекающие деструкционные процессы армирующих элементов перемещаются в область более высоких температур и стабилизируются трибологические свойства материалов.

По результатам исследований создан новый фрикционный композит [6] с высоким содержанием карбоната кальция, новизна которого подтверждена а. с. РА на изобретение.

ВЫВОДЫ

В процессе образования перенесенной пленки коэффициент трения фрикционных материалов увеличивается и достигает максимума, трение происходит между фрикционным материалом и образованной на поверхности контртела перенесенной пленкой. При повышении температуры перенесенная пленка размягчается и коэффициент трения уменьшается до минимума. С повышением температуры коэффициент трения повторно повышается при отсутствии перенесенной пленки.

Предлагается новый безасбестовый тормозной фрикционный материал с высоким содержанием карбоната кальция. Установлено, что обеспечивается новый технический эффект – протекающие деструкционные процессы армирующих элементов перемещаются в область более высоких температур и стабилизируются трибологические свойства материалов.

Предлагаемый композит имеет более высокую работоспособность и рекомендуется применять его в производстве фрикционных накладок дисковых тормозов легковых автомобилей.

Работа выполнена в рамках научных тем базовых проблемных лабораторий “Трибология” и “Материаловедение и металлургия” НПУА за 2016-2017гг. при финансовой поддержке ГКН МОН РА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Погосян А.К., Сысоев П.В., Меликсетян Н.Г. и др. Фрикционные композиты на основе полимеров. Мн.: Информтрибо, 1992.-218 с.
2. Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д. и др.Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / под ред. А.В. Чичинадзе.- М.: Машиностроение 2003.-576 с.
3. Meliksetyan N. The surface layers destruction of friction brake materials // Problems of Mechanics. Tbilisi. - 2008, N 2 (31), - P. 54-58 http://www.pam.edu.ge/
4. Свириденок А.И. Роль фрикционного переноса в механизме самосмазывания композиционных материалов // Трение и износ. – Минск, 1987. - Том 8. - N 5. - С. 773-779.
5. Мышкин Н. К., Петроковец М. И., Ковалев А. В. Трибология полимеров: адгезия, трение, изнашивание и фрикционный перенос.- Трение и износ N 4, 2006, т.27, стр.429-493.
6. Պողոսյան Ա.Կ., Մելիքսեթյան Ն. Գ., Մելիքսեթյան Գ.Ն. Շփական բաղադրանյութ// ՀՀ Գյուտի արտոնագիր № 2909Ա.- Արդյունաբերական սեփականություն Պաշտ. Տեղ. N 1.- Երևան, 2015:

DEVELOPMENT AND TRIBOLOGICAL STUDY OF ASBESTOS FREE BRAKE COMPOSITE MATERIALS

S.G. AGBALYAN, N.G. MELIKSETYAN, G.N. MELIKSETYAN

National Polytechnic University of Armenia, Yerevan, Armenia

ABSTRACT

The results of tribological studies of various asbestos-free brake friction materials of the leading brake pad production firms are presented, and the main regularities of high-temperature friction are revealed.

It is shown that the working capacity of friction materials largely depends on the processes of frictional transfer. In the process of formation of the transferred film, the coefficient of friction of frictional materials increases and reaches a maximum, friction occurs between the friction material and the transferred film formed on the surface of the counterbody. With an increase in temperature, when the transferred film and the surface layers of the friction material soften, as well as destructive processes occur, the friction coefficient decreases to a minimum. After that, due to high local pressures, in which the existence of a stable transferred film is impossible, the friction coefficient rises again and an intensive wear regime of the friction material begins.

A new asbestos free braking friction material with powders from polymetallic minerals of the

Armenian deposit with a high content of calcium carbonate is proposed. It is established that a new technical effect is provided - the ongoing destructive processes of the reinforcing elements are moved to higher temperatures and the tribological properties of the materials are stabilized.

Comparative experimental studies show that the proposed composite has a higher performance and is recommended for use in the manufacturing of friction linings in car disc brakes.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018/ MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-38

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ НЕЛИНЕЙНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ НЕСУЩЕГО КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ СТОЛКНОВЕНИЯ

Г.В. Мусаелян[1] и В.Г. Мусаелян[2]

[1]Национальный политехнический университет Армении, Ереван, РА,

эл. почта: mobsect@seua.am

[2]Национальный политехнический университет Армении, Ереван, РА,

эл. почта: vardan.musayelyan@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Конструктивная безопасность автомобиля имеет важную роль в исходах дорожно-транспортных происшествий (ДТП) и делится на активную, пассивную, послеаварийную и экологическую безопасность. Актуальность проблемы повышения пассивной безопасности легковых автомобилей требует применения современных методов оценки конструкций.

Целью приведенной работы является разработка расчетной модели процесса деформирования несущего кузова автомобиля. На основе метода конечных элементов разработана расчетная модель несущего кузова заданного автомобиля типа хэтчбек, подвергающегося столкновению по различным схемам, с учетом конструктивных особенностей составных элементов и их соединений. При решении задач важную роль играет точное описание граничных условий между поверхностями составных элементов конструкции и участников столкновения.

Разработанная модель применяется для исследования распределения напряжений, деформаций, компонентов энергии, а также величины значений замедления, возникающего в салоне автомобиля при различных схемах столкновения. По результатам исследования предложены мероприятия по повышению уровня пассивной безопасности данного легкового автомобиля.

Определены деформированные виды рассмотренного кузова, распределения деформаций и напряжений, распределения компонентов энергии, изменения замедлений заданных точек кузова, распределения реакций опор. Осуществлена оценка пассивной безопасности несущего кузова.

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение требований пассивной безопасности в процессе производства автомобилей является одной из более сложных и трудоемких задач. Пассивная безопасность легковых автомобилей в первую очередь зависит от прочности, жесткости и энергопоглощающих свойств несущей системы. Относительно пассивной безопасности автомобилей действует ряд стандартов, основными из которых являются правила ЕЭК ООН, а также EuroNCAP [1].

Для обеспечения вышеупомянутых требований важную роль играет применение материала с высокими механическими свойствами для каркаса кузова. Конструктивная безопасность несущего кузова легковых автомобилей обеспечивает при столкновении защитные условия для пассажиров и водителя. С целью оптимизации механических свойств кузова, а также массы автомобиля составные части могут быть различных толщин. Вышеуказанные меры облегчают конструкции, повышают их прочность,

а также дают возможность повысить безопасность пассажиров при дорожно-транспортных происшествиях [3-5]. Актуальность проблемы повышения пассивной безопасности легковых автомобилей требует применения современных методов оценки конструкций [6].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является разработка расчетной модели нелинейного деформирования несущего кузова автомобиля при различных схемах столкновения с применением метода конечных элементов, что дает возможность исследовать процесс деформирования кузова, определить распределения напряжений и деформаций, оценить распределения составных частей энергии и действующих нагрузок при ударе. Необходимость получения легкой и безопасной конструкции кузова с заданной прочностью и жесткостью требует применения современных методов их расчета, где имеется возможность точного представления граничных условий составных частей кузова и сталкивающих объектов в процессе столкновения.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В настоящее время широкое применение получили программные пакеты, разработанные на основе расчетного метода конечных элементов, в том числе и программный пакет ANSYS/LS_DYNA [6], созданный для моделирования динамических процессов. Вышеуказанный программный пакет использован в представленной работе.

Моделирование процесса деформирования несущего кузова осуществлялось методом явного решения, так как малый шаг интегрирования дает преимущество при решении задач с нелинейным поведением материала и геометрией (контактные взаимодействия и трение), а также с большими перемещениями. При решении задачи соответственно с шагом времени геометрические данные обновляются. Важное значение имеет правильное определение шага времени, критическое значение которого определяется по критерию Куранта-Фридриха-Леви.

Для разработки расчетной модели использованы размеры легкового автомобиля модели Фольксваген Polo 2010 [7]. В конструкции кузова автомобиля, изготовленного из разных марок стали, модуль Юнга равен 210000 МПа, коэффициент Пуассона – 0,3, плотность материала – 7850 кг/м^3.

Структурные элементы (**Рисунок 1**) кузова легкового автомобиля смоделированы с помощью конечного элемента оболочечного типа “Shell163”, позволяющего учитывать также большие деформации [6]. Разработанная расчетная модель (**Рисунок 1б**) состоит из частей разных прочностей, которые отличаются друг от друга цветами.

Рассмотрены разные схемы столкновения кузова заданного автомобиля.

Начальная скорость фронтального столкновения (**Рисунок 2**) с жесткой опорой 50 км/час [8]. Показан деформированный вид кузова (**Рисунок 2б**) при фронтальном столкновений. Распределения составных частей энергии при фронтальном столкновении имеют вид показанный на рисунке 3. Распределения составных частей реакций неподвижной жесткой опоры и замедление заданной точки средней стойки кузова имеют вид, показанный на рисунке 4. Получены также распределения компонентов напряжений и деформаций. В результате расчетов полученные даные дают возможность оценить прочность, жесткость и энергопоглощающие свойства кузова при фронтальном столкновении.

Ниже рассматривается процесс деформирования кузова при кософронтальном (фронтальном столкновении с 40% перекрытием) столкновений. Начальная скорость принята 64 км/час [8]. Деформированный вид кузова при фронтальном столкновении показан на рисунке 5. Аналогичным образом получены также распределения энергии, компонентов напряжений и деформаций, величины распределения замедлений заданной точки кузова. Выявлены слабые места кузова при кософронтальном (фронтальном столкновении с 40% перекрытием) столкновений.

Рассматривается процесс деформирования кузова при столкновении с задней стороны [8]. Деформированный вид кузова (**Рисунок 6б**) показан ниже. Аналогичным путем получены также распределения энергии, компонентов напряжений и деформаций, величины распределения замедлений заданной точки кузова. Выявлены слабые места кузова.

Ниже рассматривается боковое столкновение (**Рисунок 7**) кузова с жестким столбом с началной скоростью скоростью 29 км/час [8]. Показан деформированный вид кузова (Рисунок 7б). Аналогичным образом получены также распределения энергии, компонентов напряжений и деформаций, величины распределения замедлений заданной точки кузова. Выявлены слабые места кузова при боковом столкновении. Разработанная расчетная модель дает возможность оценить жесткость крыши кузова при заданной нагрузке. На рисунке 8 приведен деформированный вид кузова.

РИСУНКИ

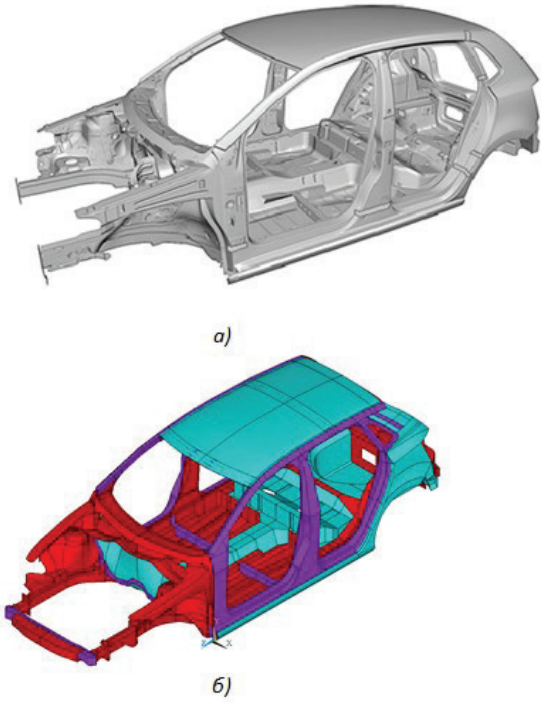


Рисунок 1. Несущий кузов:
а- общий вид кузова, б- разработанная расчетная модель

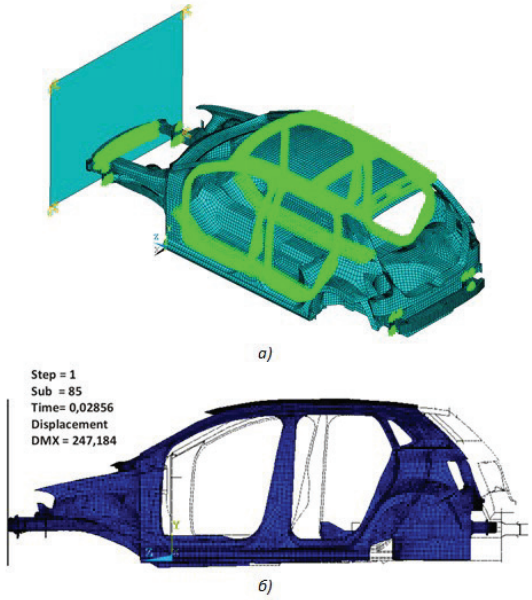


Рисунок 2. Фронтальное столкновение:
а- расчетная модель, б- деформированный вид кузова после столкновения

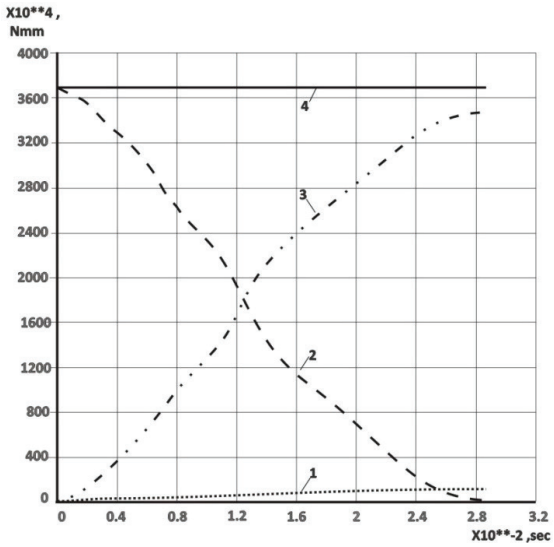


Рисунок 3. Распределение энергии при фронтальном столкновении (Н.мм):
1- энергия Hourglass, 2- кинетическая энергия, 3- эенргия деформирования, 4- полная энергия

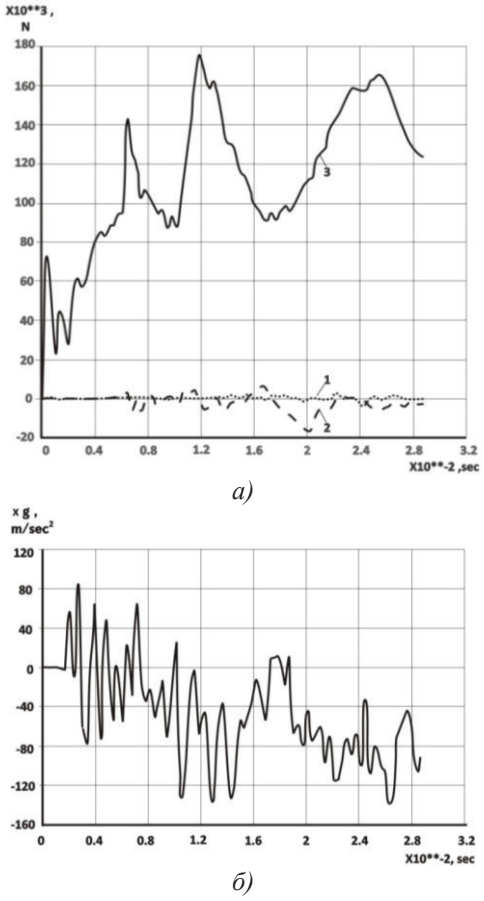


Рисунок 4. Распределение реакции опоры (Н) и замедления (м/с^2) при фронталном столкновении: а- 1- F_x, 2- F_y, 3-F_z,, б- замедление заданной точки средней стойки кузова

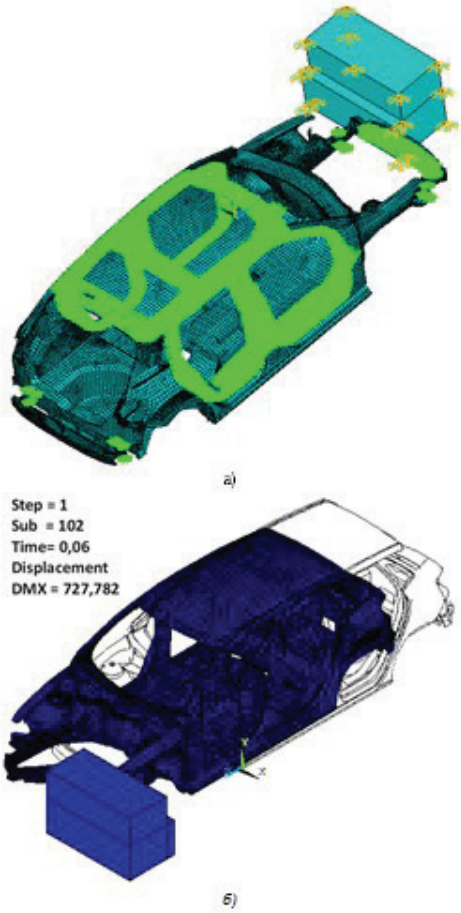


Рисунок 5. Кософронтальное столкновение (перекрытие 40%): а- расчетная модель, б- деформированный вид кузова после столкновения

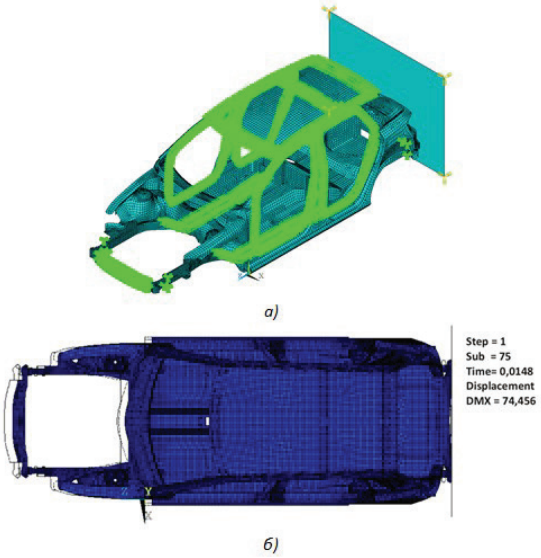


Рисунок 6. Столкновение с задней стороны кузова:
а- расчетная модель, б- деформированный вид кузова после столкновения

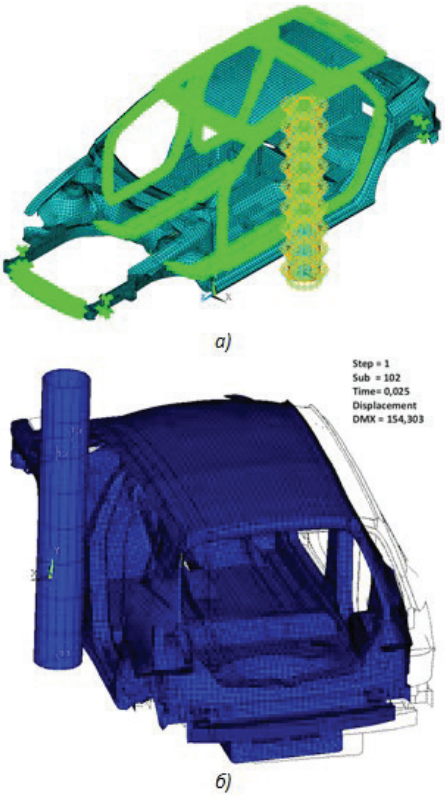


Рисунок 7. Боковое столкновение кузова:
а- расчетная модель, б- деформированный вид кузова после столкновения

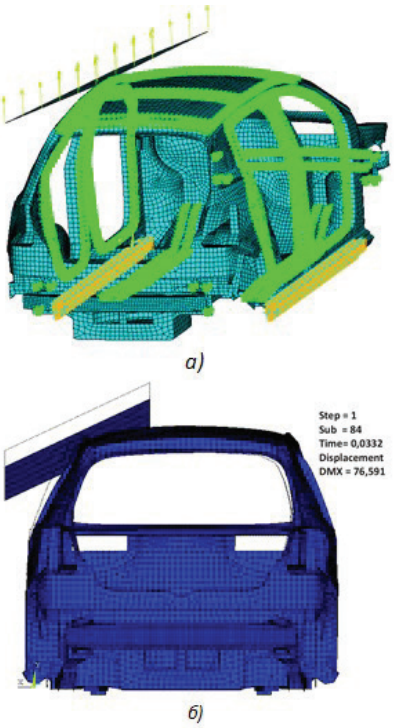


Рисунок 8. Оценка жесткости крыши кузова:
а- расчетная модель, б- деформированный вид кузова после нагружения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная расчетная модель дает возможность произвести для заданного несущего кузова исследования на прочность и жесткость, оценить уровень его пассивной безопасности при различных схемах столкновения.

На основе полученных данных перемещений, замедлений в различных точках кузова осуществляют конструктивные изменения, что позволяет повысить пассивную безопасность автомобиля и облегчить конструкцию кузова.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рябчинский А.И., Кисуленко Б.В., Морозова Т.Э. *Регламентация активной ипассивной безопасности автотранспортных средств*: Учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений. –М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 432 с.
2. Хусаинов А.Ш., Кузьмин Ю.А. *Пассивная безопасность автомобиля:* Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 89с.
3. Мусаелян Г.В., Мусаелян В.Г. *Исследование процесса нелинейного деформирования кузова легкового автомобиля при фронтальном столкновении // Взаимодействие вузов и предприятий как основа инновационного развития современной экономики: Сборник научных статей по материалам I Международной научно-практической конференции (15 марта 2016г., г. Екатеринбург).* – Пермь, 2016. – С. 12-17.
4. Базикян Н.А., Мусаелян В.Г. *Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при боковом столкновении // Сб. ст. по материалам LVI Междунар. науч.-практ. конф. "Технические науки – от теории к практике".*- Новосибирск: Изд. АНС «СибАК», 2016. - № 3 (51). - С. 98-110.
5. Мусаелян В.Г. *Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при сжатии его крыши // Сб. ст. по материалам XLV Международной научно-практической конференции "Научная дискуссия: вопросы технических наук".* – М.: Изд-во "Интернаука", 2016.– № 4(34). - С. 93-101.
6. Hallquist J.O. *LS-DYNA User'sManual,* Livermore Software Technology Corporation. - California, March 2006. - 498p.
7. *Selbststudienprogramm 444. Der Polo 2010.* – Wolfsburg: Volkswagen AG. 2009. -47p.
8. *European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). Offset Deformable Barrier Frontal Impact Testing Protocol.* – Brussels, November, 2015. – 31 p.

DEVELOPMENT OF COMPUTATIONAL MODEL FOR NONLINEAR DEFORMATION OF INTEGRAL FRAME OF VEHICLE DURING VARIOUS CRASH SCHEMES

G.V. MUSAYELYAN and V.G. MUSAYELYAN

National Polytechnic University of Armenia,
Yerevan, ARMENIA

ABSTRACT

Structural safety of the car plays an important role in the outcome of road accidents and is divided into active, passive, post-accident and environmental safety. The urgency of the problem of increasing the passive safety of cars requires the use of modern methods for evaluating structures.

The purpose of this work is the development of a computational model of the process of deformation of the vehicle frame. On the basis of the finite element method, a computational model of frame of a predetermined hatchback-type car is developed, which is subjected to collision according to various schemes, taking into account the structural features of the composite elements and their compounds. When solving problems, an accurate description of the boundary conditions between the surfaces of the composite elements of the structure and the collision participants plays an important role.

The developed model is used to study the distribution of stresses, deformations, energy components, as well as the magnitude of the deceleration values that occur in the passenger compartment under various collision schemes. According to the results of the study, measures are proposed to increase the level of passive safety of this car.

Deformed types of the considered body, distribution of deformations and stresses, distribution of energy components, changes in decelerations of predetermined body points, distribution of support reactions are determined. The passive safety of the frame is assessed.

СЕКЦИЯ B:

Механизмы / Роботы / Биомеханика

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-13

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОМ В СРЕДЕ MATLAB

А.Т. Уликян[1], М.С. Гаспаров[2], А.Л. Мхитарян[3] и А.А. Акопян[4]

Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения

[1]эл. почта: azatuhi.ulikyan@gmail.com

[3]эл. почта: amalya.mkhitaryan@gmail.com [4]эл. почта: astghikhakobyan@gmail.com

[2]ООО «УРАРТУ», Самара, Россия, эл. почта: info@urartusystems.ru

АННОТАЦИЯ

В данной работе рассматривается система управления гидроприводом. Используя компьютерную симуляцию в среде MATLAB-, при помощи пакета Simscape, была получена динамическая модель для исследования динамики системы, а также проектирования системы управления. Спроектирован ПИД регулятор, для обеспечения стабильности и получения желаемых характеристик регулирования. Рассматривается моделирование вибрационной гидравлической системы.

ВВЕДЕНИЕ

Вибрационный тест один из важнейших шагов при производстве любого изделия, независимо от того это миниатюрный датчик или сложная конструкция. Вибрационный тест включает в себя испытания на прочность готовых продуктов: узлов и агрегатов, электрооборудования, машин и промышленных агрегатов, строительных конструкций. Для тестирования конечного продукта необходимо разработать вибрационную гидравлическую систему.

Гидравлический привод – это совокупность устройств, предназначенный для передачи механической энергии и (или) преобразования движения посредством рабочей жидкости. Гидравлический привод включает в себя бак, насос, гидравлический цилиндр, гидрораспределитель и предохранительный клапан. Ниже приведен общий вид одноосевой вертикальной гидравлической системы (**Рисунок 1**).

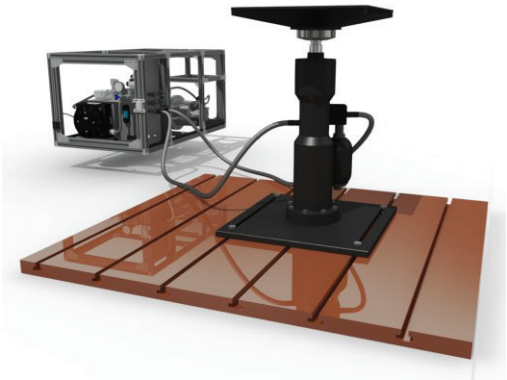


Рисунок 1. Одноосевая вертикальная гидравлическая система

Для моделирования гидропривода использовался программный пакет Sims cape среды MATLAB [1-3]. Данный пакет позволяет построить динамическую модель физической системы, осуществлять симуляцию и пространственную визуализацию, а также использовать виртуальные датчики для исследования поведения системы при том или ином входном сигнале и окружающей среде.

Целью данной работы является моделирование, проектирование и исследование желаемой системы при помощи построения

динамической модели гидропривода. Построение модели перемещения штока гидравлического двигателя относительно цилиндра представлено в виде призматического соединения (**Рисунок 2**).

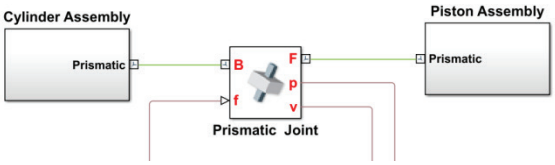


Рисунок 2. Призматическое соединение модели

Обеспечение движения призматического соединения штока относительно цилиндра возможно осуществить по силе и по движению. В данном случае использовалось управление по силе, соответствующий вход которого был добавлен к блоку. Из узла можно получить некоторые результаты измерений, таких как позиция, скорость движения и ускорение штока, а так же действующая на него сила. В данной работе были использованы первые три выхода узла: сила, позиция, скорость.

Имея все нужные параметры и используя программное обеспечение, можно смоделировать гидравлическую систему [4-5], соответствующую заданным требованиям. Simulink – модель гидропривода представлена в виде подсистемы (Object), состоящей из гидроцилиндра, 4-ходового направляющего клапана и частей, обеспечивающих визуализацию физической модели в 3D формате (**Рисунок 3**).

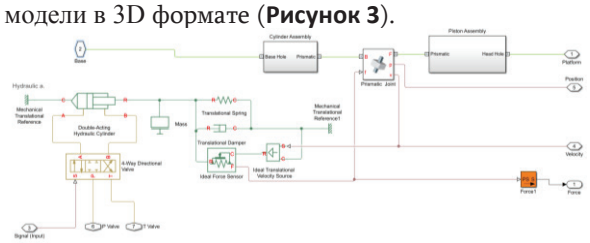


Рисунок 3. Модель гидропривода

Ниже приведена структурная схема системы управления гидроприводом (**Рисунок 4**).

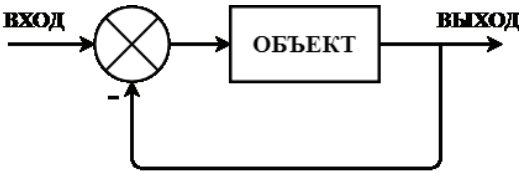


Рисунок 4. Структурная схема системы управления гидропривода

Ниже представлена модель замкнутой системы гидропривода (**Рисунок 5**), которая включает в себя насос, предохранительный клапан, подсистему гидропривода (Object), входные и выходные сигналы и т.д.

После ввода требуемых параметров и определения нужного входного сигнала для обеспечения движения по оси Y из кинематики системы, была реализована симуляция системы (**Рисунок 6**).

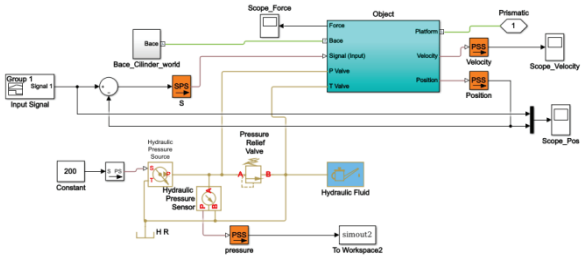


Рисунок 5. Модель замкнутой системы

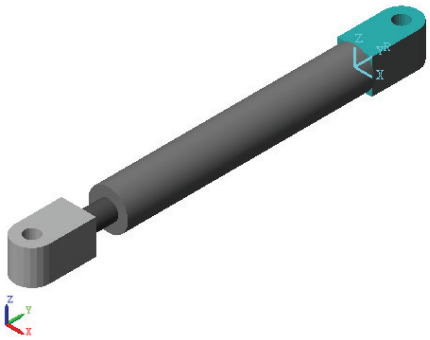


Рисунок 6. Моделирование динамической системы

Были выведены соответствующие характеристики входа и выхода (**Рисунок 7**).

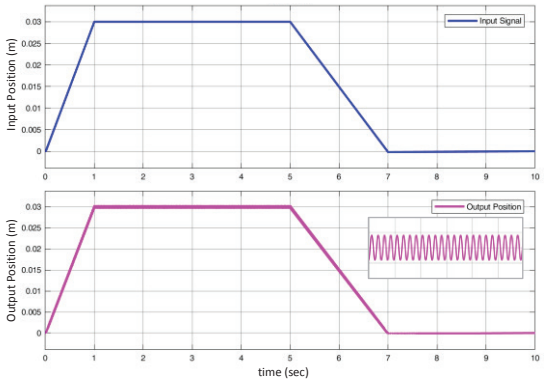


Рисунок 7. Входной и выходной сигналы

Как видно из рисунка 7, реакция системы на входной сигнал искажён и присутствует колебания, которое указывает на необходимость разработки системы управления: проектирования контроллера.

Гидравлическая система нелинейная [6]. Характеристики зависимости давления от потока, изменение объема жидкости зависимо от движения поршня, а также сжимаемость рабочей жидкости являются главными причинами

нелинейности системы. Вследствие – исследование реакции системы на входной сигнал и управление системой представляют собой сложную задачу. Для этого необходимо линеаризовать и получить передаточную функцию системы. После чего необходимо спроектировать ПИД регулятор.

В целях линеаризации рассматривалась открытая система. С помощью инструментов Loop Transfer и Linear Analysis Tool можно вывести передаточную функцию, линеаризованной открытой системы. В результате получилась модель системы, которая описывается в пространстве состояний, состоящей из 6 переменных состояний, после чего и можно перейти к передаточной функции.

Передаточная функция разомкнутой системы [7] имеет следующий вид (1):

$$W_{\text{Р}} = \frac{5.474 \cdot 10^9 (s + 999.2)}{(s + 866900)(s + 2800)} \cdot \frac{(s + 351)}{(s + 280.1)(s + 33.4)(s + 0.43)} \quad (1)$$

Ниже приведена передаточная функция замкнутой системы (2):

$$W_3 = \frac{5.474 \cdot 10^9 (s + 999.2)}{(s + 866900)(s + 2801)} \cdot \frac{(s + 351)}{(s + 279.6)(s^2 + 33.18s + 2798)} \quad (2)$$

На вход линеаризованной системы задается ступенчатый единичный сигнал, в результате чего получается реакция системы в виде переходного процесса (**Рисунок 8**), откуда и видно, что система имеет большое перерегулирование (36%) и необходимо проектировать ПИД регулятор.

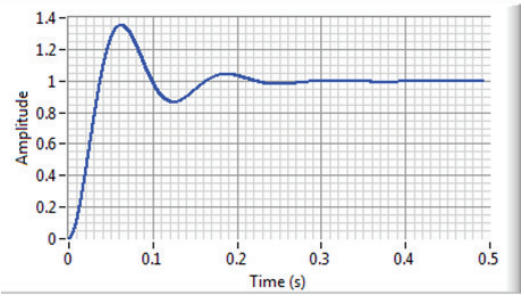


Рисунок 8. Переходный процесс

Для обеспечения стабильности и получения желаемых характеристик регулирования в систему был введен ПИД регулятор (**Рисунок 9**).

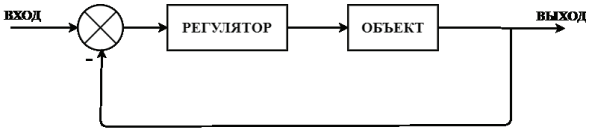


Рисунок 9. Замкнутая система

Параметры ПИД регулятора были инициализированы как $К_П$=1, $К_И$=0, $К_Д$=0. Программное обеспечение позволяет быстро выводить точные параметры ПИД регулятора, используя окно Design Optimization. Так как позиция поршня управляется, в блоке Check Custom Bounds, задавая определенные границы допускаемых изменений исходя из входного сигнала, получим оптимальные параметры ПИД регулятора. Границы, которые предполагают следующие характеристики: перерегулирование –δ около 15%, время установления $t_у$ < 0,1 сек., время нарастания $t_н$ < 0,05 сек были заданы в соответствии с требованиями задачи.

После вычисления выводятся следующие коэффициенты ПИД регулятора: $К_П$ = 9.4932, $К_И$= 73.5275, $К_Д$ = 0.0808. Введя их в систему, получим переходную характеристику системы (**Рисунок 10**), которая соответствует заданным требованиям, а передаточная функция замкнутой системы будет следующей (3):

$$F = \frac{4.42 \cdot 10^8 (s + 1000)(s + 352)}{(s + 866500)(s + 2944)(s + 265)} \cdot \frac{(s + 109.2)(s + 8.311)}{(s + 7.712)(s^2 + 243.6s + 26860)} \quad (3)$$

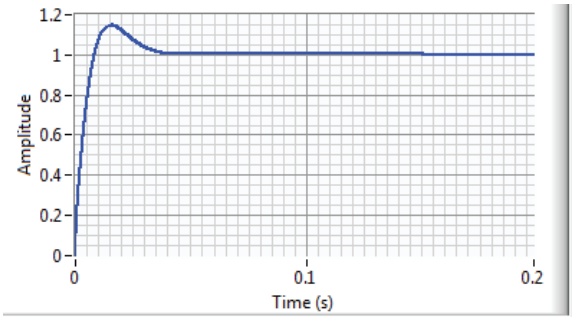


Рисунок 10. Переходный процесс системы с ПИД регулятором

Из графика видно, что ПИД регулятор обеспечивает соответствующие требования в системе (δ=14.7%, $t_н$ =0.006 с., $t_у$ =0.037 с.).

Приведены частотные характеристики (**Рисунок 11**).

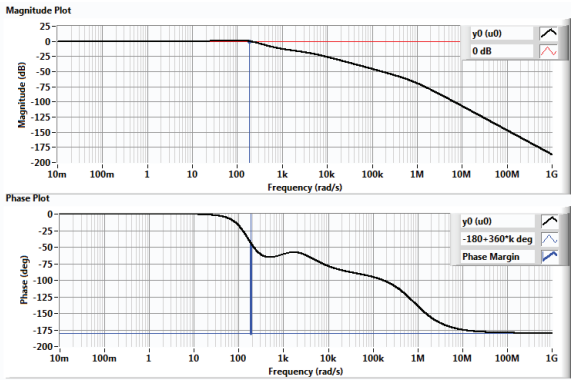


Рисунок 11. Частотные характеристики системы с регулятором

Имея модель системы управления одноосевого гидропривода, можно сформировать разные входные сигналы и исследовать реакцию системы. Характеристики перемещения штока к данному входному сигналу и к гармоническому (вибрационному) сигналу приведены ниже (**Рисунок 12, 13**).

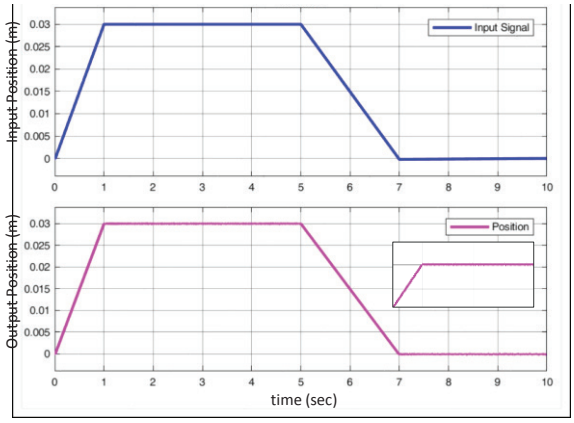


Рисунок 12. Реакция системы при пользовательском сигнале

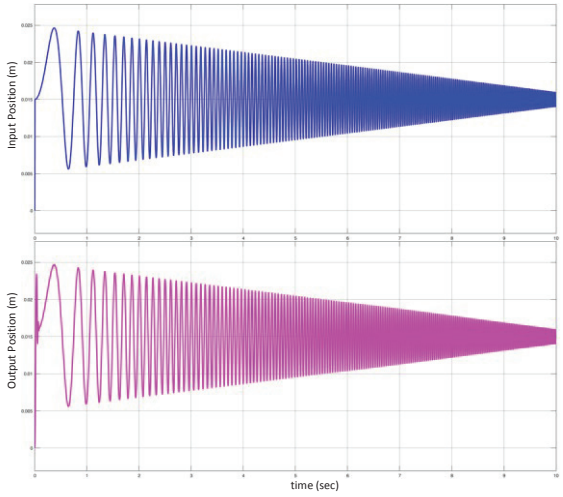


Рисунок 13. Реакция системы при вибрационном сигнале

ОБОЗНАЧЕНИЯ

$K_П$	Пропорциональный коэффициент;
$K_И$	Интегральный коэффициент;
$K_Д$	Дифференциальный коэффициент;
$W_Р$	Передаточная функция разомкнутой системы;
$W_З$	Передаточная функция замкнутой системы;
F	Передаточная функция замкнутой системы с ПИД регулятором;
$t_н$	Время нарастания;
t_y	Время установления;
δ	Перерегулирование;

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Реализована задача проектирования системы управления гидроприводом. В среде разработки MATLAB построена динамическая модель гидравлической системы, с помощью которой рассмотрены и исследованы соответствующие характеристики при различных входных сигналах. Приведены оценки проектирования, которые показывают, что система является устойчивой и удовлетворяет заданным требованиям (δ=14.7%, $t_н$ =0.006 с., t_y =0.037 с.).

Работа сделана в АНИЛ (Армянские Национальные Инженерные Лаборатории).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Simulink® Control Design™ Getting Started Guide*, The MathWorks, Inc. 2004-2017.- 48 p.
2. *Simscape™ Fluids™ User's Guide*, The MathWorks, Inc. 2006-2017.- 96p.
3. Control System Toolbox User's Guide. The Math Works, Inc., 2017. - 1636 p.
4. M. Choux, G. Hovland, "Design of a Hydraulic Servo System for Robotics Manipulation", University of Agder, Norway (2008).
5. Rexroth Staff, "Hydraulic Trainer-Proportional and Servo Valve Technology", Volume 2, Manesman Rexroth, (1986).
6. M. R. Sirouspour, S. E. Salcudean, "On the Nonlinear Control of Hydraulic Servo-systems", British Columbia University (1996).
7. Бессекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. -М.: Наука, 2003. - 575 с.

MODELING AND DESIGNING OF HYDRAULIC CONTROL SYSTEM IN THE MATLAB ENVIRONMENT

Azatuhi Ulikyan, Amalya Mkhitaryan, Astghik Akopyan

National Polytechnic University of Armenia, Yerevan, Armenia

Markar Gasparov
«Urartu» Ltd, Samara, Russia

ABSTRACT

In this paper the control system of the hydraulic actuator is discussed. The dynamic model of the system was developed in MATLAB Simscape for investigating the dynamic behavior of the system, as well as for designing the control system by computer simulation. The PID controller was designed for ensuring the stability and getting desired characteristics of regulation. Simulation of the vibration hydraulic system is considered.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-20

СОЗДАНИЕ МАНИПУЛЯТОРОВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ И РАБОТЫ С РАДИОАКТИВНЫМИ ВЕЩЕСТВАМИ

А.А. Манукян*[1], А.Э. Аветисян[1], Р.К. Даллакян[1], В.Х. Элбакян[1], Г.А. Оганесян[1], Р.В. Аветисян[1].

[1]Национальная научная лаборатория им. А. Алиханяна (ЕрФИ), Ереван, Армения, эл. почта: *andoman89@gmail.com

АННОТАЦИЯ

Данная работа состоит из решения двух проблем:

1. *Эвакуация облученного радиоактивного вещества из экспериментального зала, где человек не может находиться из-за высокого радиоактивного фона.*
2. *Удалённая манипуляция радиоактивного вещества.*

Для решения первой задачи были созданы 2 механизма, которые работают в тандеме. Первый – это вертикальная стойка с "чашкой", которая имеет вертикальный ход, а второй – электрокар, который передвигается по направляющим, в горизонтальной плоскости, и перевозит радиоактивное вещество в безопасную для человека зону.

Для решения второй задачи был разработан и создан манипулятор с четырьмя степенями свободы, который позволят свести к минимуму прямой контакт с радиоактивными веществами. Он состоит из четырех кинематических пар и оснащен схватом.

ВВЕДЕНИЕ

Радиоактивные вещества обладают особыми специфическими свойствами, которые могут представлять опасность для здоровья человека. Большая опасность радиоактивного излучения заключается в том, что оно не обнаруживается органами чувств человека. Как в фундаментальной, так и в прикладной науке часто возникает необходимость работать с радиоактивными веществами. В настоящее время безопасная перевозка радиоактивных веществ является важной проблемой.

В данной работе даётся решение двум, для этого проекта фундаментальным с точки зрения безопасности, задачам:

1) Эвакуация радиоактивного вещества, в данном случае облученная молибденовая мишень [1] из экспериментального зала циклотрона C18 [2], где человек не может находиться из-за высокого радиоактивного фона.
2) Удалённая работа оператора с радиоактивным веществом в лаборатории, где производится радиофармпрепарат.

Решение первой задачи (Совместная работа манипулятора с двумя степенями свободы и электрокара)

C18 Cyclotron (Рисунок 1) – это протонный ускоритель, который находится в бункере с защищенными стенами от окружающего мира. С

помощью этого ускорителя облучаются как жидкие “мишени” (например вода), так и твёрдые (например, молибден). Жидкие мишени эвакуируются из бункера через специальные капиллярные трубочки, а твердые мишени надо забирать вручную или с помощью специальных механизмов (манипуляторов) или роботов. Поскольку полупроводниковые радиодетали выходят из строя под воздействием радиации, то было принято решение создать механизм, максимально простой в конструкции и эксплуатации, для минимизации ошибок оператора и поломок механизма во время работы.

Рисунок 1. C18 Cyclotron с пучкопроводом

Было создано два механизма: первый – это манипулятор с двумя степенями свободы (Рисунок 2), который представляет собой вертикальную стойку с “чашкой”, которая имеет вертикальный ход. Он встаёт под мишенный модуль и когда облучение заканчивается – мишень сама автоматически падает в “чашку”. Сама мишень представляет собой таблетку диаметром 24 мм и толщиной 2 мм, в котором спрессован порошок металлического молибдена [3].

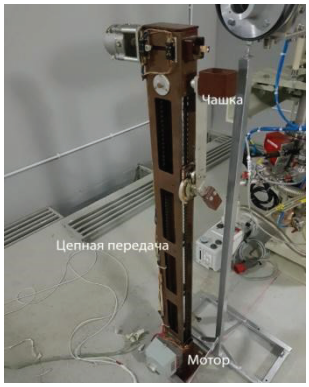


Рисунок 2. Манипулятор

Манипулятор состоит из металлической стойки, в которой собрана цепная передача от мотора к рычагу “чашки”. Чашка со своим рычагом ходит вверх и вниз. В нижней части есть выступ, с помощью которого, рычаг начинает разворачиваться и опрокидывать “чашку”, до тех пор, пока база рычага не встретится с концевиком (Рисунок 3).

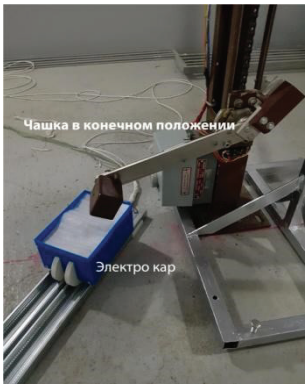


Рисунок 3. Опрокинувшаяся чашка над электрокаром

Второй механизм представляет собой электрокар (Рисунок 4), движущийся по направляющим в относительно безопасную для оператора зону. После того как мишень выпала из “чашки” манипулятора, оператор получает сигнал и включает питание электрокара. Последний начинает движение по направляющим, которые являются для него контактными рельсами, пока не встретится с концевиком. В результате электрокар останавливается в ожидании оператора, который – после того как заберет мишень – отправляет электрокар и манипулятор в исходное положение.

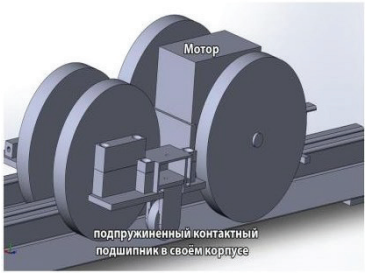


Рисунок 4. конструкция электрокара

Мотор кара – стандартный малогабаритный электродвигатель, а все остальные детали (кроме подшипников) были смоделированы программой SolidWorks [4] и напечатаны на 3D принтере. Скорость кара примерно 20см/с., длина рельс - 4м.

Питание с пульта подается на рельсы, а через подшипники передается мотору. Когда кар доезжает до концевика, подача питания на рельсы прекращается, а на пульте загорается сигнальная лампочка. Меняя положение тумблера на пульте, меняется полярность подаваемого напряжения, и кар начинает обратное движение.

На Рисунке 5 изображены пульты управления манипулятором и каром.

Левый пульт предназначен для манипулятора. В центральной части находиться тумблер, изменяющий направления хода, сверху и снизу – сигнальные лампочки, с левой стороны есть кнопка для подачи дополнительного питания, это сделано для того чтоб база рычага с “чашкой” могла отойти от концевика. В нижней части тумблер включения пульта, и его сигнальная лампочка.

Правый пульт предназначен для электрокара. В центре расположен трехпозиционный тумблер. В верхнем и нижнем положении подается ток на рельсы, а в среднем положении питание отключается. Сверху и снизу расположены сигнальные лампочки.

Рисунок 5. Пульты управления манипулятором и электрокаром

РЕШЕНИЕ ВТОРОЙ ЗАДАЧИ (МАНИПУЛЯТОР С ЧЕТЫРЬМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ)

После того как радиоактивная мишень эвакуируется из экспериментального зала, она помещается в защищённый свинцовый контейнер и переноситься в отдел производства изотопов для обработки. Для этого мишень нужно достать из контейнера и поместить в специальный – так называемый “горячий” шкаф, который также имеет защиту от радиации, в котором будет проходить ряд химических процедур. Для этого был создан манипулятор с четырьмя степенями свободы, который должен взять мишень и поместить в специальный шкаф (Рисунок 6). Манипулятор управляется удаленно, с помощью пульта управления, оператором, который имеет визуальный контакт с ним.

Рисунок 6. Манипулятор для захвата радиоактивной мишени

Созданный нами манипулятор повторяет движения человеческой руки. Вместо “плеча” была использована база от промышленной телевизионной установки ПТУ. База имеет два поворотных движения, одно вокруг вертикальной оси, другое – вокруг горизонтальной. База разворачивает по двум осям первый рычаг длиной 0,8м. На нём находятся 2 мотора-редуктора, первый модели Д-12ТФ-1 который разворачивает второй рычаг длиной 0,5м. Второй модели РД-09 который разворачивает схват (Рисунок 7). Передача происходит с помощью зубчатых ремней и зубчатых колес.

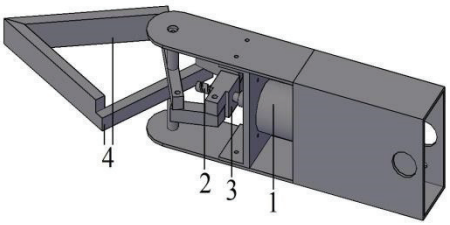


Рисунок 7. Схват манипулятора. 1 - мотор, 2 - резьба, посаженная на вал, 3 - гайка которая приводит в движение “пальцы”, 4 - “пальцы”.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для эвакуации радиоактивных веществ из активной зоны были спроектированы и созданы два механизма – манипулятор с двумя степенями свободы и электрокар с направляющими рельсами. Для удаленной работы с радиоактивным веществом был спроектирован и создан манипулятор с четырьмя степенями свободы, оснащенный схватом. В конструкции систем не использовались полупроводниковые радиодетали, так как последние при воздействии радиации быстро выходят из строя. Планируется дальнейшая разработка и создание манипулятора–руки с четырьмя степенями свободы, который будет вращаться вокруг своей оси, а остальные движения будут только в вертикальном и горизонтальном направлениях для упрощения работы оператора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. R Avagyan, A Avetisyan, I Kerobyan, R Dallakyan "Photo-production of 99Mo/99mTc with electron linear accelerator beam" Nuclear medicine and biology 41 (8), 705-709
2. IBA, RadioPharma Solutions, 2013-2018, https://www.iba-radiopharmasolutions.com/
3. A Avetisyan, R Dallakyan, R Sargsyan et. al. "The powdered molybdenum target preparation technology for 99m Tc production on C18 cyclotron" Inter. J. Engin. Science and Innovative Technology, 2015
4. Dassault Systemes SolidWorks Corporation, 2002 - 2018, https://www.solidworks.com

SYSTEMS OF EVACUATION AND INTERACTION WITH RADIOACTIVE SUBSTANCES

A.A. Manukyan, A.E. Avetisyan, R.K. Dallakyan, V.Kh. Elbakyan, G.A. Oganesyan, R.V. Avetisyan

A. Alikhanyan National Scientific Laboratory (YerPhI), Yerevan, Armenia

ABSTRACT

This work consists of solving the two following problems:

1. *Evacuation of the irradiated radioactive materials from the experimental room, which is the human-forbidden place due to high radioactive background.*
2. *Remote manipulation of radioactive materials.*

To solve the first problem two mechanisms were created. They are working by tandem. The first one is the vertical rack with the "cup", which has the vertical movement. The second one is the electric car. It moves along the rails, in the horizontal plane and carries the radioactive material into the safe area for humans.

To solve the second problem the manipulator with four degrees of freedom was developed and created, which will allow to minimize direct contact with radioactive materials. It consists of four kinematic pairs and equipped with a grip.

Труды *1*-ой Международной конференции ИРМ-*2018* / *MES-2018*
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
***17-19* сентября *2018* г., Ереван, АРМЕНИЯ**

ИРМ2018-23

ТРЕНИЕ ОПОРЫ КАЧЕНИЯ СО СПРЯМЛЕННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ПО УПРУГОВЯЗКОМУ ГРУНТУ

К. Бисембаев[1] и Т.Б. Дикамбай[2]

Казахский национальный педагогический университет имени Абая, Алматы,КАЗАХСТАН
[1] эл.почта: kuat-06@mail.ru [2] эл.почта: tolesh94@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Во многих сейсмозащитных и виброзащитных устройствах в качестве основного элемента используются тела качения различного вида.

Вследствие высоких напряжений в области контакта поверхности оснований, опирающихся на опоры, деформируются. Следовательно, при наличии деформации поверхностей соприкасающихся тел, возникает трение качения, влияющее на характер движения системы и зависящее как от материала, так и от формы тел.

В настоящей работе исследуются трения качения, возникающие при движении с малой скоростью абсолютно жестких опор качения, ограниченных поверхностями вращения высокого порядка по упруговязкому грунту.

Возникновение силы трения объясняется при этом несимметричным распределением сил давления катка на грунт по поверхности соприкосновения.

Законы, которым подчиняются напряжения и деформации в упруговязком грунте, выбраны по реологическим моделям Максвелла.

Задача решена согласно следующему предположению: поверхность соприкосновения опоры качения с грунтом представляет собой поверхность сегмента тела вращения, ограниченного поверхностями параболоидов высокого порядка, а горизонтальное сечение поверхности соприкосновения опоры качения с грунтом образует окружность.

Посредством модели тела Максвелла получено математическое выражение для трения качения возникающее при качении опоры, ограниченных поверхностями вращения высокого порядка по упруговязкому грунту. В этих моделях, сила трения при качении абсолютно жесткой опоры со спрямленными поверхностями по упруговязкому грунту оказывается прямо пропорциональной коэффициенту текучести и обратно пропорциональной относительной скорости движения тела на опорах качения, а также сила трения качения зависит от относительного смещения тела и порядка n поверхности опоры качения. Полученная формула для силы трения качения справедлива при достаточно малых скоростях движения центра опоры качения. Она имеет для второго порядка поверхности опоры структуру формулы А.Ю. Ишлинского. Для абсолютно упругого грунта и для абсолютно жесткого грунта, сила трения качения обращается в ноль.

ВВЕДЕНИЕ

Тела качения различного вида как основной элемент виброзащитных устройств широко применяются в строительстве для сейсмозащиты сооружений, в транспортной

технике для предохранения перевозимых крупногабаритных грузов от продольных перегрузок и в других отраслях промышленности.

При качении из-за деформации поверхностей соприкасающихся тел возникают трения качения, влияющие на характер движения системы и зависящие как от материала, так от формы тел.

Трение качения рассматривались в работах многих исследователей. В них рассматривались задачи в условиях плоской деформации и предполагалось, что константы упругости у контактирующих тел одни и те же [1-2].

В работе А.Ю. Ишлинского [3], исследовано трение качения абсолютно жесткого катка по релаксирующему и упруговязкому грунту, вызванное несимметричным распределением сил давления катка на грунт по поверхности соприкосновения.

В работе [4] рассмотрено сопротивление качения жесткого цилиндра по плоско-вязкой поверхности. Здесь установлено, что коэффициент трения качения сильно нелинейно зависит от скорости цилиндра. При низкой скорости прокатки, коэффициент трения возрастает с увеличением скорости деформации. При высокой скорости прокатки, уменьшается площадь контакта в силу меньшей деформации поверхности и, следовательно, уменьшается коэффициент трения качения.

Кинематические и динамические свойства виброзащитных опор качения, несущие элементы которого, выполнены в виде поверхностей вращения высокого порядка, исследованы в работе К. Бисембаева [5].

При этом осталось нерассмотренным трение опоры качения со спрямленными поверхностями по деформируемым основаниям.

Целью работы является исследование трения качения, возникающего при движении тела на опорах качения, ограниченных поверхностями вращения высокого порядка по упруговязкому грунту.

Возникновение силы трения объясняется при этом, несимметричным распределением сил давления катка на грунт по поверхности соприкосновения.

Законы, которым подчиняются напряжения и деформации в упруговязком грунте, выбраны по реологическим моделям Максвелла [3].

ОБОЗНАЧЕНИЯ

a_1, a_2 -коэффициенты поверхности опоры качения.

E_k -площади контакта опоры качения со спрямленными поверхностями и упруговязкого основания.

G - сила тяжести тела.

$W_H(S), W_B(S)$ - удельные давления.

L_A и L_D - моменты пары сил относительно точек A и D.

P_H, P_B -вертикальные силы давления опоры качения на нижнюю и верхнюю оснований соответственно.

μ_{TP} -коэффициент трения скольжения поверхности опоры качения по поверхности грунта.

K_p -модуль податливости.

ν -коэффициент текучести.

H -высота опоры качения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассмотрим опору качения следующей конструкции: тело качения ограниченно сверху и снизу поверхностями, заданными соответственно уравнениями

$$z_1 = a_1 r_1^n, \quad z_2 = a_2 r_2^m, \tag{1}$$

где

$$r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}, \quad r_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$$

Уравнения (1) отнесены к системе координат, связанной с опорой качения (рис.1). Радиусы кривизны вершин этих поверхностей при $n > 2, m > 2$ стремятся к бесконечности, т.е. имеет место спрямление поверхностей опоры (рис.2). Горизонтальное смещение оснований обозначено координатой $x_0(t), y_0(t)$. Смещение верхнего тела, опирающегося на опору качения, через x (t), y(t).

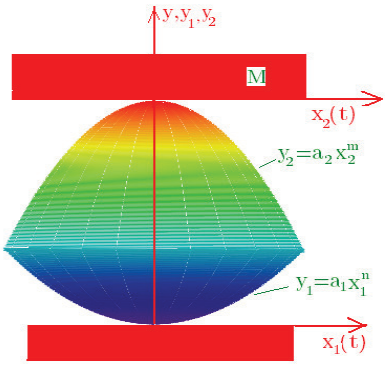


Рисунок 1. Схема опоры качения.

Законы, которым подчиняются напряжения и деформации в релаксирующем грунте, выбраны по реологическим моделям Томсона [3].

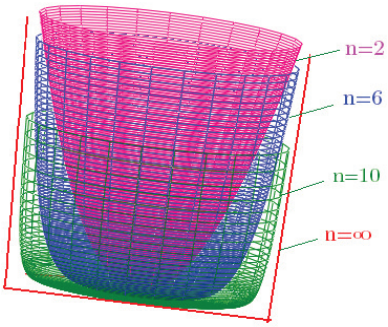


Рисунок 2. Форма опоры качения с несущей поверхностью высокого порядка.

Предполагаем, что тело на опорах качения, смещенных относительно оснований на величину

$$l - l_0 = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}$$

под действием горизонтальных сил F_1 и F_2, находится в равновесии. В этом случае все силы, действующие на опору качения, (которые мы приняли как абсолютно жесткие), уравновесятся (рис.3). Это следующие силы:

1) Силы, приложенные извне к опоре качения (включая силу тяжести G), будучи приведены к геометрическому центру опоры, образуют пару с горизонтальными силами F_1 и F_2, действующих на основания и вертикальную силу P (силу давления на грунт).

2) Силы сцепления грунта с опорой качения F_1' и F_2', удерживающие опору качения от скольжения и обусловленные, главным образом, трением первого рода поверхностей опоры и грунта.

3) Распределенные по поверхности соприкосновения опоры качения с грунтом, вертикальные силы реакции грунта на опору качения. Удельное давление W, производимое этими силами, будем считать зависящими от расстояния S до вертикальной плоскости, проходящей через точки соприкосновения опоры качения с основанием. Поверхность соприкосновения опоры качения с грунтом представляет собой поверхность сегмента тела вращения, ограниченного поверхностями параболоидов высокого порядка, передний край которой удален от вертикальной плоскости, проходящей через точки соприкосновения опоры качения с основаниями на некоторое расстояние $S_2 < 0$ (начало соприкосновения опоры качения с грунтом), а задний – на расстояние $S_1 > 0$ (конец соприкосновения).

Предполагаем, что при малом колебательном движении опор качения, горизонтальное сечение поверхности соприкосновения опоры качения с грунтом образуют окружность.

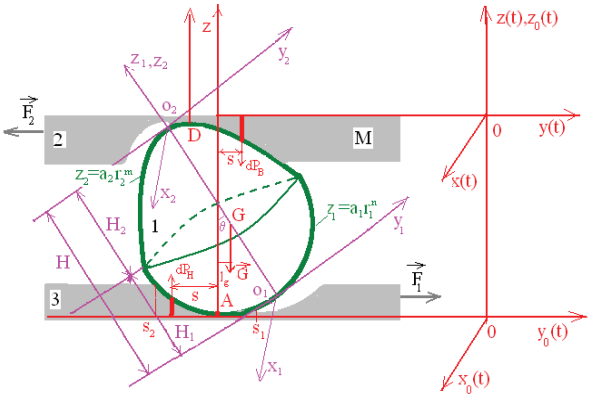


Рисунок 3. Система координат для описания движения опоры качения: $1 - Z_1 = a_1 r_1^n$ **- уравнение кривой нижней поверхности опоры качения,** $2 - Z_2 = a_2 r_2^m$ **-уравнение кривой верхней поверхности опоры качения.**

ВЫВОД ФОРМУЛЫ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

Условия равновесия сил, приложенных к опоре качения со спрямленными поверхностями, имеют вид (рис.3)

$$P_H - \pi \int_{S_1}^{S_2} W_H(S) \cdot S \cdot dS = 0,$$

$$P_B - \pi \int_{S_1}^{S_2} W_B(S) \cdot S \cdot dS = 0$$

$$(F_1 + F_2) \cdot H = G \cdot l_g,$$

$$-(F_1' + F_2') + L_A + L_D = 0, \qquad (2)$$

где P_H и P_B - вертикальные силы давления опоры качения на нижнюю и верхнюю оснований соответственно, G -сила тяжести тела, $W_H(S)$ и $W_B(S)$-удельные давления, производимые вертикальными силами реакции грунта нижнего и верхнего оснований на опорах качения, а L_A и L_D - моменты пары сил (относительно точек A и D, соответственно, рис.3). Моменты пары сил, препятствующие, качению опоры качения и возникающие от действия на опору качения основаниями, определяются выражениями

$$L_A = \pi \int_{S_1}^{S_2} W_H(S) \cdot S^2 \cdot dS$$

$$L_D = \pi \int_{S_1}^{S_2} W_B(S) \cdot S^2 \cdot dS \qquad (3)$$

из уравнения (2) определяют силу $F = F_1' + F_2'$, необходимую для преодоления препятствий, влияющих на качение опоры, тогда

$$F = \frac{\pi}{H}\left\{\int_{S_1}^{S_2} W_H(S)\cdot S^2\cdot dS + \int_{S_1}^{S_2} W_B(S)\cdot S^2\cdot dS\right\} \quad (4)$$

Выражение (4) определяет силу F трения качения, а её произведение на $H(L = F\cdot H)$ – момент трения качения системы.

Для осуществления качения необходимо, чтобы имело место неравенство $F' = F < \mu_{тр} P$, где $\mu_{тр.}$ – коэффициент трения скольжения поверхности опоры качения по поверхности грунта. Иначе возникает проскальзывание.

При движении опоры качения низшая точка A опустится ниже поверхности недеформированного грунта на некоторую глубину u_0, представляющую одновременно осадку грунта под осью AZ опоры качения (рис.4).

Теперь определим осадку в некоторой точке B с точностью до малых четвертого порядка.

Обозначим через Z и S координаты точки грунта B относительно подвижной системы координат AZS, начало которой находится в наинизшей точке опоры качения A, а ось Z вертикальна к плоскости соприкосновения грунта. Так как эта система координат перемещается поступательно со скоростью V влево, вместе с опорой качения, то абсцисса S точки B с течением времени уменьшается и, очевидно $dS/dt = -\upsilon$

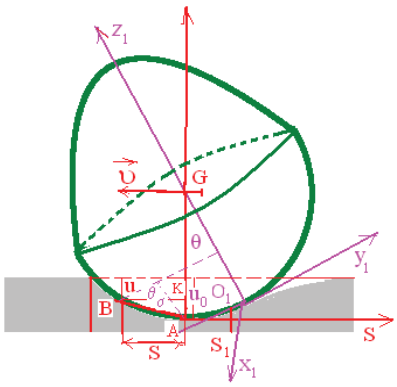


Рисунок 4. Схема опоры качения деформированными основаниями

Преобразуем систему координат $o_1r_1z_1$ на систему координат AZS (см. рисунок 4).

$$r_1 - r_1^A = S\cdot\cos\theta - z\cdot\sin\theta,\quad z_1 - z_1^A = S\cdot\sin\theta + z\cdot\cos\theta$$

При малых θ

$$r_1 - r_1^A = S - z\cdot\theta,\quad z_1 - z_1^A = z + S\cdot\theta - \frac{z\cdot\theta^2}{2}$$

$$z_1 - z_1^A = z + S\cdot\theta - \frac{z\cdot\theta^2}{2} \quad (5)$$

Замечая, что

$$\gamma = \sigma + \theta,\qquad \mathrm{tg}\,\sigma = \frac{z}{S},\qquad \mathrm{tg}\,\gamma = \frac{z_1 - z_1^A}{r_1 - r_1^A},$$

тогда

$$\frac{z_1 - z_1^A}{r_1 - r_1^A} = \frac{z}{S} + \theta \quad (6)$$

Из выражений (5) и (6) получим $z = \theta\cdot S/2$. Осадка грунта точки B с точностью до малых четвертого порядка (рис.4) равна $u = u_0 - z$ или $u = u_0 - \theta\cdot S/2$.

Скорость оседания грунта в какой – либо точке B под опорой качения составит величину

$$\frac{du}{dt} = -\frac{dz}{dt} = -\frac{1}{2}\frac{d}{dt}(\theta\cdot S) = -\frac{\dot\theta\cdot S}{2} - \frac{\theta}{2}\cdot\frac{dS}{dt} \quad (7)$$

Абсцисса и скорость начала систем координат $o_1x_1y_1z_1$ относительно AZS определяются формулой

$$S_{o_1} = r_1\cos\theta + z_1\sin\theta \approx r_1 + z_1\theta,$$

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{dS_{o_1}}{dt} = -\left(\dot r_1 + \dot z_1\theta + z_1\dot\theta\right) \quad (8)$$

Подставляя (8) в (7) и пренебрегая до малого второго порядка получим

$$\frac{du}{dt} = \frac{\theta\cdot\dot r_1}{2} \quad (9)$$

Заметим, что производную по времени от удельного давления опоры качения на грунт можно выразить через производную по абсциссе S соответствующей точки грунта. Действительно,

$$\frac{dW}{dt} = \frac{dW}{dS}\cdot\frac{dS}{dt} = -\upsilon\cdot\frac{dW}{dS} \quad (10)$$

В начале соприкосновения опоры качения с грунтом ($S = S_2 < 0$) осадок u равен нулю (это будет следовать из законов, которым подчиняется грунт). Следовательно,

$$0 = u_0 - \frac{\theta\cdot S_2}{2},\quad \text{откуда}\quad u_0 = \frac{\theta\cdot S_2}{2}$$

В конце соприкосновения ($S = S_1 > 0$) осадок, вообще говоря не равен нулю, но удельное давление следует считать равным нулю, так как грунт в этом месте отходит от опоры качения. Таким образом, $W(S_1) = 0, \quad (S_1 > 0)$.

Удельное давление в начале соприкосновения $(S = S_2 < 0)$ может быть, как равен нулю, так и отличен от нуля. Это зависит от того, какому закону подчиняется грунт.

Рассмотрим упруговязкий грунт, подчиняющийся закону Максвелла [3]

$$\frac{du}{dt} = K_p \cdot \frac{dW}{dt} + \nu \cdot W \qquad (11)$$

K_p – модуль податливости, ν-коэффициент текучести. С учетом (7), (10) соотношение (11), будет неоднородным линейным дифференциальным уравнением для функции W(S)

$$-\frac{\dot{\theta} \cdot S}{2} + \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2} = -K_p \dot{r}_1 \frac{dW}{dS} + \nu \cdot W$$

Интегрируя и упростив его, имеем

$$W = C \cdot \exp\left(\frac{\nu}{K_p \cdot \dot{r}_1} \cdot S\right) - \frac{\dot{\theta} \cdot S}{2\nu} - \frac{K_p \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{2\nu^2} + \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2\nu}$$

С–константа, определяемая граничным условием $W(S_2) = 0$ т. к. при $S = S_2$ осадок $u = 0$ и под опорой грунт лишь начинает деформироваться, при $S = S_1$, т.е. на месте отхода грунта от опоры, давление W обращается в ноль. Следовательно, справедливы два соотношения:

$$0 = C \cdot \exp\left(\frac{\nu}{K_p \cdot \dot{r}_1} \cdot S_1\right) - \frac{\dot{\theta}}{2\nu} S_1 - \frac{K_p \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{2\nu^2} + \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2\nu} \qquad (S_1 \succ 0)$$

$$0 = C \cdot \exp\left(\frac{\nu}{K_p \cdot \dot{r}_1} \cdot S_2\right) - \frac{\dot{\theta}}{2\nu} S_2 - \frac{K_p \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{2\nu^2} + \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2\nu} \qquad (S_2 \prec 0) \qquad (12)$$

Рассмотрим опору качения цилиндрической формы, основания ограничены параболами высокого порядка, а длина образующей *l*. Сила давления опоры на грунт нижнего основания и момент трения, соответственно будут

$$P_H = l \cdot \int_{S_1}^{S_2} W(S)\, dS =$$
$$= l \left\{ C \cdot \frac{K_p \cdot \dot{r}_1}{\nu} \left[\exp\left(\frac{\nu}{K_P \dot{r}_1} \cdot S_2\right) - \exp\left(\frac{\nu}{K_P \dot{r}_1} \cdot S_1\right) \right] - \right.$$
$$\left. - \frac{\theta}{4\nu} \cdot \left(S_2^2 - S_1^2\right) - \left[\frac{K_P \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{2\nu^2} - \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2\nu} \right] \cdot \left(S_2 - S_1\right) \right\} \qquad (13)$$

$$L_A = l \int_{S_1}^{S_2} W(S) S dS =$$
$$= l \left\{ C \frac{K_P \cdot \dot{r}_1}{\nu} \left[S_2 \exp\left(\frac{\nu}{K_P \cdot \dot{r}_1} S_2\right) - S_1 \exp\left(\frac{\nu}{K_P \cdot \dot{r}_1} S_1\right) \right] - \right.$$
$$- C \cdot \left(\frac{K_P \cdot \dot{r}_1}{\nu}\right)^2 \left[\exp\left(\frac{\nu}{K_P \cdot \dot{r}_1} S_2\right) - \exp\left(\frac{\nu}{K_P \cdot \dot{r}_1} S_1\right) \right] -$$
$$\left. - \frac{\dot{\theta}}{6\nu} (S_2^3 - S_1^3) - \frac{1}{4} \left(\frac{K_P \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{\nu^2} - \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{\nu}\right) \cdot (S_2^2 - S_1^2) \right\} \qquad (14)$$

Учитывая их, выражения для величин P_H и L_A можно упростить

$$P_H = -\frac{l}{2} \cdot \left[\frac{\dot{\theta}}{2\nu} (S_2^2 - S_1^2) - \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{\nu} (S_2 - S_1) \right]$$
$$L_A = -\frac{l}{2} \left\{ \frac{\dot{\theta}}{3\nu} (S_2^3 - S_1^3) - \frac{K_P \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{2\nu^2} (S_2^2 - S_1^2) - \right. \qquad (15)$$
$$\left. - \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2\nu} (S_2^2 - S_1^2) + \frac{K_P \cdot \theta \cdot \dot{r}_1^2}{\nu^2} (S_2 - S_1) \right\}$$

Введём обозначения

$$S = \frac{K_P \cdot \dot{r}_1}{\nu} \cdot b, \quad \lambda_0 = \frac{\theta \cdot \nu}{K_P \cdot \dot{\theta}} \qquad (16)$$

где b и λ_0 – безразмерные величины. Для безразмерного давления q и момента трения h получим

$$q = -\frac{1}{2}\left(b_2^2 - b_1^2\right) + \lambda_0 \left(b_1 - b_2\right)$$
$$h = -\frac{1}{3}\left(b_2^3 - b_1^3\right) + \frac{1}{2}\left(b_2^2 - b_1^2\right) + \qquad (17)$$
$$+ \frac{1}{2}\lambda_0 \left(b_2^2 - b_1^2\right) - \lambda_0 \left(b_2 - b_1\right)$$

$$0 = a l^{b_1} - b_1 - 1 + \lambda_0, \quad \left(b_1 = \frac{\nu}{K_P \cdot \dot{r}_1} \cdot S_1 \succ 0 \right) \qquad (18)$$

$$0 = a l^{b_2} - b_2 - 1 + \lambda_0, \quad \left(b_2 = \frac{\nu}{K_P \cdot \dot{r}_1} \cdot S_2 \prec 0 \right)$$

Здесь

$$a = \frac{2C \cdot \nu^2}{\dot{\theta} \cdot K_P \cdot \dot{r}_1}, \qquad q = \frac{2 \cdot \nu^3 \cdot P_H}{l \cdot \dot{\theta} \cdot K_P^2 \cdot \dot{r}_1}, \qquad h = \frac{2 \cdot \nu^4 \cdot L_A}{l \cdot K_P^3 \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1^3}$$

Решая уравнения (17) и (18) получим функциональную зависимость h(q), и, учитывая геометрические соотношения,

$$\theta = \frac{dZ}{dr_1} = a_1 \, n r_1^{n-1}, \quad \theta = \frac{\sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}}{H}$$

Находим формулу для силы трения качения абсолютно жесткой опоры цилиндрической формы, основания которой ограничены параболами высокого порядка по упруговязкому основанию

$$F = \nu_n \cdot \frac{P}{H} \cdot \frac{\left[(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 \right]^{\frac{3n-5}{6(n-1)}}}{(x - x_0)(\dot{x} - \dot{x}_0) + (y - y_0)(\dot{y} - \dot{y}_0)}$$

где

$$\nu_n = \frac{1}{5} \sqrt[3]{18} \nu \sqrt[3]{\frac{4P^2}{l^2 \cdot K_P}} \left[(n-1) H^{\frac{2n-1}{n-1}} \right]^{\frac{1}{3}} \left[(n a_1)^{\frac{1}{3(n-1)}} + (n a_2)^{\frac{1}{3(n-1)}} \right]$$

Для плоского движения твердого тела, сила трения качения имеет вид

$$F = \nu_n \cdot \frac{P}{H} \cdot \frac{(x - x_0)^{\frac{n-2}{3(n-1)}}}{(\dot{x} - \dot{x}_0)}$$

При n=2, R-радиус катка

$$F = \frac{2}{5} \sqrt[3]{18} \cdot \nu \cdot \sqrt{\frac{P^5}{l^2 \cdot K_P \cdot R}} \cdot \frac{1}{(\dot{x} - \dot{x}_0)},$$

что соответствует формуле, полученной А.Ю. Ишлинским [3] для сил трения при качении абсолютно жесткого катка по упруговязкому основанию.

Рассмотрим опору качения, ограниченную сверху и снизу параболоидами высокого порядка. Пусть при малых колебательных движениях опор качения, площадь смятия будет круг. Сила давления опоры качения на грунт нижнего основания и момент трения имеют вид

$$P_H = \pi \int_{S_1}^{S_2} W_H(S) \cdot S \cdot dS = \pi \left\{ -\frac{\dot{\theta}}{6\nu} \left(S_2^3 - S_1^3 \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{K_P \dot{\theta} \cdot \dot{r}_1}{4\nu^2} \left(S_2^2 - S_1^2 \right) + \frac{1}{4} \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{\nu} \left(S_2^2 - S_1^2 \right) - \frac{K_P \theta \cdot \dot{r}_1^2}{2\nu^2} \left(S_2 - S_1 \right) \right\}$$

$$L_A = \pi \int_{S_1}^{S_2} W_H(S) \cdot S^2 \cdot dS = \pi \left\{ -\frac{\dot{\theta}}{8\nu} \left(S_2^4 - S_1^4 \right) + \right.$$

$$+ \frac{1}{3} \frac{K_P \cdot \dot{r}_1}{\nu} \cdot \frac{\dot{\theta}}{\nu} \left(S_2^3 - S_1^3 \right) + \frac{1}{6} \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{\nu} \left(S_2^3 - S_1^3 \right) -$$

$$- \left(\frac{K_P \cdot \dot{r}_1}{\nu} \right)^2 \frac{\dot{\theta}}{2\nu} \left(S_2^2 - S_1^2 \right) - \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{2\nu} \left(S_2^2 - S_1^2 \right) +$$

$$\left. + \left(\frac{K_P \cdot \dot{r}_1}{\nu} \right)^2 \frac{\theta \cdot \dot{r}_1}{\nu} \left(S_2 - S_1 \right) \right\}$$

Аналогично определяются P_B и L_D. Повторяя все операции вычислений предыдущей задачи, получим формулу, выражающую силу трения качения абсолютно жесткой опоры качения, ограниченной параболоидами высокого порядка по упруговязкому грунту

$$F = \nu_n \frac{P}{H} \frac{\left[(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 \right]^{\frac{3n-4}{4(n-1)}}}{(x - x_0)(\dot{x} - \dot{x}_0) + (y - y_0)(\dot{y} - \dot{y}_0)}$$

где

$$\nu_n = \frac{7}{4} \sqrt{6} \sqrt{\frac{P}{\pi K_p}} \cdot \nu \left[(n-1) H^{\frac{n}{n-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \left[(n a_1)^{\frac{1}{2(n-1)}} + (n a_2)^{\frac{1}{2(n-1)}} \right]$$

При плоском движении абсолютно жесткой опоры качения по упруговязкому грунту сила трения имеет вид

$$F = \nu_n \frac{P}{H} \frac{(x - x_0)^{\frac{n-2}{2(n-1)}}}{(\dot{x} - \dot{x}_0)}.$$

Следовательно, сила трения опоры качения со спрямленными поверхностями по упруговязкому грунту оказывается прямо пропорциональной коэффициенту текучести ν и обратно пропорциональной относительной скорости движения тела на опорах качения, а также сила трения качения зависит от смещения тела и порядка n поверхности опоры качения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получены, математические выражения для трения качения возникающие при качении опоры, ограниченных поверхностями вращения высокого порядка.

Для абсолютно упругого грунта и для абсолютно жесткого грунта, сила трения качения обращается в ноль.

Сила трения опоры качения со спрямленными поверхностями по упруговязкому грунту, оказывается прямо пропорциональной коэффициенту текучести ν и обратно пропорционально относительной скорости движения тела на опорах качения, а также сила трения качения зависит от смещения тела и порядка n поверхности опоры качения.

Для второго порядка поверхности опоры качения, сила трения качения по упруговязкому грунту соответствует полученной формуле А. Ю. Ишлинского для цилиндрического катка.

При стремлении порядка поверхности опоры качения к бесконечности, сила трения качения также стремится к бесконечности, т.е. в этом случае опора качения ограничена плоскими основаниями, и сила давления опоры качения на грунт по поверхностям соприкосновения распределена симметрично.

Результаты, полученные в ходе теоретических исследований, успешно могут быть использованы для проектирования виброзащитных устройств с опорами качения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глаголев Н.И. Сопротивление перекатыванию цилиндрических тел, Прикл. математика и механика, т.9, вып.4, с. 318-333 (1945).
2. Poritsky H. Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact of gears and of locomotive wheels.-J. Appl. Mech., vol. 17, N2, p. 191-201 (1950).
3. Ишлинский А.Ю. Прикладные задачи механики. книга первая.- М.: Наука, 1986.- 354с.
4. Pöschel1 T, Schwager1 T., and Brilliantov N. V. Rolling friction of a hard cylinder on a viscous plane. European physical journal, B 10, p. 169 - 174 (1999).
5. Бисембаев К. Колебания тела на опорах со спрямлёнными поверхностями, Изв. АН КазССР. Сер. физ.- мат.. №3. С. 65 – 69 (1988).

FRICTION OF A ROLLING-CONTACT BEARING WITH STRAIGHTENED SURFACES ON VISCO-ELASTIC GROUND

K. BISEMBAEV, T.B. DIKAMBAY

Abai Kazakh National Pedagogical University, Almaty, KAZAKHSTAN

ABSTRACT

Rolling bodies of different types are used as the main element in many seismic and antivibration devices.

Because of high tensions in the contact area, the surface of bases, supported by bearings, are deformed. Therefore, in case of deformation of surfaces of contacting bodies, there is rolling friction, influencing on the manner of the motion of the system and depending on both the material and the bodies' configurations.

This work investigates rolling frictions, occurring during motion with small speed of rigid rolling contact bearings, limited by surfaces of high-order rotation on visco-elastic ground.

Meanwhile, occurrence of frictional force is explained by irregular distribution of the forces of pressure of a roller compactor on ground over the contact surface.

The laws of tension and deformation in a visco-elastic ground have been chosen according to Maxwell's rheologic models.

The problem was solved according to the following assumption: the contact surface of a rolling-contact bearing with the ground is a surface of a segment of a body of rotation, limited by surfaces of high order paraboloids, and horizontal section of the contact surface of a rolling-contact bearing with the ground forms a circle.

Using Maxwell's body model, a mathematical expression for the friction, occurring during rolling motion of a bearing, limited by rotation surfaces of higher order on visco-elastic ground was derived. In these models, frictional forces in case of the rolling motion of completely rigid bearing with straightened surfaces on visco-elastic ground are directly proportional to the flow coefficient, and inversely proportional to the relative rate of the motion of the body on rolling-contact bearings, as well as the frictional force depends on relative displacement of the body and the n-order of the surface of a rolling-contact bearing. The formula derived for the frictional force of rolling motion is justifiable in sufficiently small rates of movement of the center of a rolling-contact bearing. It has, for the second order of the bearing surface, the structure of the formula by A. Yu. Ishlinsky. For perfectly mechanic ground and for completely rigid ground, the frictional force of rolling motion turns into null.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-24

УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЕ СХЕМЫ ПОДМОСТЕЙ

Темирбеков Е.С., Тулешов А.К., Джомартов А.А.

Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Алматы, КАЗАХСТАН,
эл. почта temirbekove@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Показаны полученные усовершенствованные схемы подмостей, имеющих: схема-1 – значительно меньшую консольность, чем её прототип на базе «нюрнбергских ножниц» (НН); и схема-2 – большую жесткость (за счет наличия только вращательных пар) по сравнению с прототипами. В схемах подмостей на базе НН проблемой является увеличивающаяся консольность рабочей площадки при её подъёме. В предлагаемой здесь схеме-1 она уменьшена в два раза по сравнению с подмостями на базе НН, причем в отличие от подмостей на базе НН, теперь положение центра тяжести в плане все время вертикальное. В схемах НН, кроме вращательных кинематических пар, имеются ползунные пары. Нами синтезирован ряд схем-2, аналогичных по своему назначению НН, но не содержащих ползунных пар. Отсутствие ползунов в схеме конструкции подмостей, можно, безусловно, отнести к их достоинству, так как это упрощает конструкцию подмостей и увеличивает их жесткость.

Разработан типоразмерный ряд подмостей. Расчеты на прочность показывают, что выбранные сечения обеспечивают запас прочности элементов подъемника ПМД-5.2М; влияние отверстия, усиленного втулкой, не существенно, и результаты для сплошного стержня могут быть применены в конечных расчетах для всех элементов типоразмерного ряда.

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы в институте механики и машиноведения имени академика Джолдасбекова У.А. (ИММаш) МОН РК разрабатывался научный проект [1-3] по созданию в Республике Казахстан типоразмерного ряда конструкций отечественных механизированных подмостей, не уступающим, а по некоторым параметрам и превосходящим их зарубежные аналоги. Приведем здесь основные результаты проведенных НИОКР:

- получены патенты на полезные модели подмостей типа ПМД (подмости механизированные Джолдасбекова) с новыми конструктивными решениями, увеличивающие жесткость конструкции [2,3]. Они основаны на модернизации схемы подмостей на базе «Нюрнбергских ножниц», которые сейчас являются самыми распространенными подмостями в развитых странах;
- спроектированы и проведены расчеты на прочность и жесткость 3D-моделей конструкций типоразмерного ряда подмостей ПМД-2.2 (подмости механизированные Джолдасбекова с высотой подъема рабочей площадки (РП) до 2.2м), ПМД-5.2 (… до 5.2м), ПМД-7.2 (… до 7.2м), ПМД-10.2А и ПМД-10.2Б (с использованием трех и четырех наложенных друг на друга ступеней НН … до 10.2м) с использованием вычислительного компьютерного комплекса (ВК) «**Inventor**» (рис.1);
- разработана и изготовлена проектно-конструкторская документация (ПКД) конструкций ПМД-2.2 и ПМД-5.2;
- изготовлены макет-модель (рис.2) и опытно-экспериментальный образец ПМД-2.2 (рис.3)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМ

В схемах ПМД и НН левый нижний шарнир является жестко прикрепленным к опорной раме (ОР), а второй нижний шарнир установлен на ползуне, движущемуся вдоль по ОР. Из этой кинематической особенности следует один из их существенных недостатков подмостей на базе НН – это увеличение консольности рабочей площадки (РП) при подъеме (рис.4а). Например, при угле

$\varphi = 45^0$ она составляет $l = 0.3L$ (L - длина несущих звеньев ПМД и подмостей на базе НН). При дальнейшем увеличении высоты подъема при $\varphi = 60^0$ она составляет уже $0.5L$, на рисунке 4а показано именно это положение. Это приводит к

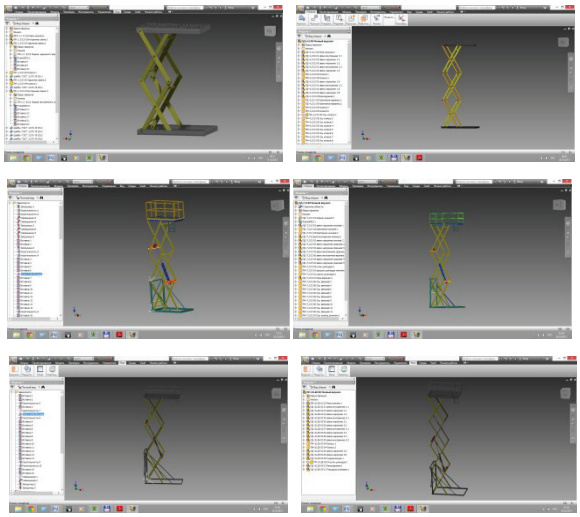


Рисунок 1. 3D-модели подмостей ПДМ -2.2;-4.2; -5.2 ; -7.2 ; -10.2А; -10.2Б

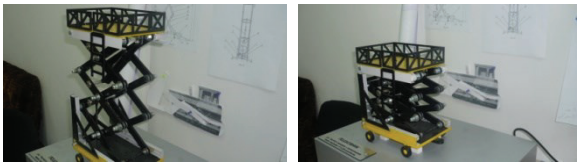


Рисунок 2. Вид макет-модели в промежуточных положениях

существенному увеличению изгибающей нагрузки на РП и небезопасной работе операторов на ней. Кроме того, при этом, как показали натурные испытания этих подмостей, при подъеме рабочей площадки из-за зазоров в шарнирных соединениях и ползунах, возникают значительные колебания рабочей площадки во время подъема, и особенно в крайнем верхнем положении РП. Эти обстоятельства серьезно ухудшают безопасность работы операторов на высоте. Они требуют увеличения прочности и жесткости конструкции и, как следствие, приводят к её утяжелению.

Для уменьшения консольности нами введена в середине ОР жесткая вертикальная стойка (рис.4б) с привязкой к ней с помощью ползунной пары среднего нижнего шарнира схемы подмостей ПМД или на базе НН. Средний нижний шарнир теперь будет двигаться вертикально по направляющей. Левая неподвижная стойка теперь становится подвижной, для чего в ней установлен ползун, который перемещается вдоль ОР. Естественно, теперь длина хода ползуна, находящегося справа, становится в два раза меньше, а длина хода левого ползуна будет ему равна. За счет этого снижается консольность этой схемы подмостей. В положении подмостей $\varphi = 60^0$ она составляет $l = 0.25L$, то есть уменьшена в два раза по сравнению с подмостями ПМД и на базе НН. Причем, в отличие от этих подмостей, теперь положение центра тяжести конструкции в плане все время вертикальное. Это приводит к уменьшению изгибающей нагрузки на РП и более безопасной работе операторов на высоте.

Рисунок 3. Опытно-экспериментальный образец подмостей ПМД-2.2

Как уже отмечалось, в схемах ПМД и подмостей на базе НН имеются ползунные пары. Известно, с конструкторской точки зрения их гораздо сложнее изготовить, чем вращательные пары. Кроме того, из-за них и возникает проблема консольности. Нами предлагается ряд схем подмостей, аналогичных по назначению подмостям на базе ПМД и НН, но не содержащих

ползунных пар. Одна из таких схем показана на рисунке 5. В этой схеме нет ползунных кинематических пар, все пары – только вращательные. Поэтому опорная база для РП не уменьшается во время её подъёма, как у ПМД или как у подмостей НН и она все время находится в строго горизонтальном положении.

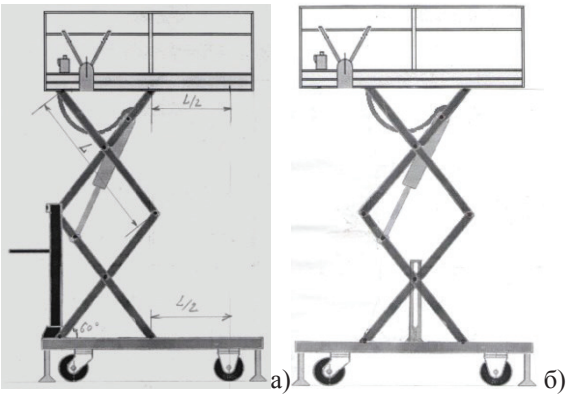


Рисунок 4. Схемы подмостей а) ПМД, б) ПМД с уменьшенной консольностью

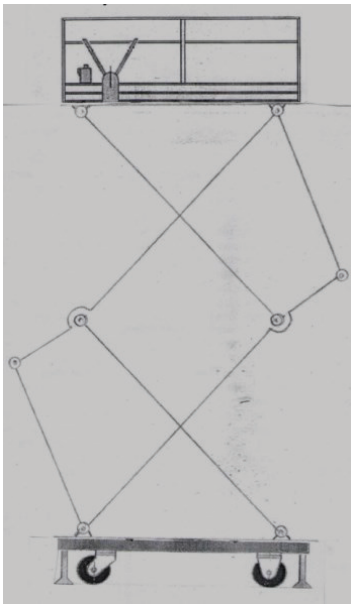


Рисунок 5. Схема подмостей без ползунов

Мониторинг подмостей в Интернете и в технической литературе показывает, что разработанные нами схемы являются оригинальными и они никогда ранее не применялись ни в каких устройствах, в том числе в качестве подмостях. На наш взгляд, у этих схем есть хороший потенциал. К их недостатку можно отнести их относительно большую длину схемы в транспортном положении. Отсутствие ползунов в схеме конструкции подмостей, нужно, безусловно, отнести к их достоинству, так как это упрощает конструкцию подмостей и увеличивает их устойчивость. Сейчас эти перспективные схемы ещё недостаточно изучены с точки зрения: жесткости, прочности, устойчивости на поперечное и продольное опрокидывания, соотношений максимальной, транспортной высот и длины звеньев схем подмостей. Кроме того, так как эти схемы получены приближенным методом синтеза, при изготовлении конструкций подмостей на их основе, из-за неточности изготовления метрических размеров звеньев, могут возникать значительные реакции и реактивные моменты. Все эти вопросы требуют дальнейшего изучения.

Требования, по которым можно оценивать схемы подмостей, многообразны. Это и консольность РП или ее отсутствие, и наличие или отсутствие ползунных пар, и габариты подмостей, которые можно характеризовать, например, следующими соотношениями $i_H = H/h$, $i_{lp} = H/l_{рама}$, $i_{l_к} = H/l_{констр}$, H - максимальная высота подъёма РП, h - высота конструкции в транспортном положении, $l_{рама}$ - длина опорной части рамы конструкции, $l_{констр}$ - длина конструкции в сложенном положении (см. табл.1).

Таблица 1. Показатели подмостей

Схемы подмостей	i_H	i_{lp}	$i_{l_к}$	Консольность
ПМД (рис. 4а)	**6.7**	**1.7**	**1.7**	0.5*L*
ПМД с уменьшенной консольностью (рис.4б)	**6.7**	**1.7**	**1.7**	0.25*L*
Шарнирные подмости (рис.5)	**6.7**	**2.3**	**0.9**	**нет**

ПРОЧНОСТЬ НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДМОСТЕЙ ПМД-5.2М

Здесь показан фрагмент расчета типоразмерного ряда на прочность на примере ПМД-5.2. Несущие элементы подъемника ПМД- 5.2 [1] (рис.1,6) выполнены из стальной прямоугольной трубы сечением 80х40х4 по ГОСТ 8645-68 «Трубы стальные прямоугольные.Сортамент» с жесткостными характеристиками I_x= 21,98 см^4, I_y = 66,91 см^4, W_x= 10,99 см^3, W_y =16,73 см^3. В качестве нагрузки на подъемник приняты:
а) собственный вес конструкций подъемника (учитывается автоматически в ВК «Инвентор»). Просчитанный суммарный вес кинематической части – 465 кГ;
б) полезная нагрузка: 80 кГ – вес рабочей платформы и 150 кГ – вес оператора и его оборудования. Для выявления поведения конструкции в экстремальном состоянии вес в 150 кГ приложен в крайнем узле рабочей площадки конечно-элементной модели (рис.3,6).

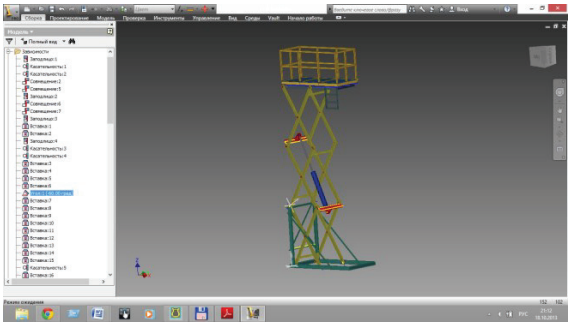


Рисунок 6. 3D модель подъемника ПМД-5.2

Для определения усилий в несущих элементах подъемника использовался ВК «**Inventor**» по расчету конструкций МКЭ. В качестве расчетной схемы подъемника для данного расчета была принята стержневая модель. Использование данной расчетной схемы обусловлено тем, во-первых, у несущих элементов один из размеров (длина) много больше двух других. Расчет проводился для нескольких положений подъемника, наиболее нагруженное было нижнее положения.

Рассчитываемый стержневой элемент в середине длины имеет ослабление сечения - отверстие диаметром 55 мм, усиленное втулкой с отверстием 40 мм для создания шарнирного соединения (рис.7). Для исследования влияния отверстия на НДС стержня использовался МКЭ, реализованный в Autodesk Inventor 2012. Для этого в среде Autodesk Inventor была построена трехмерная 3D-модель стержня (рис.8). В качестве расчетной схемы для анализа МКЭ эффекта наличия отверстия, выбрана модель консольного стержня, нагруженного моментом со свободной стороны, что приводит к образованию в стержне чистого изгиба (рис.8). Стержень программой Autodesk Inventor разбивался на объемные элементы. Результаты расчета по выбранной расчетной схеме показали, что влияние отверстия, усиленного втулкой незначительно (рис.9,10), поэтому расчеты для сплошного стержня могут быть применены для данной расчетной схемы.

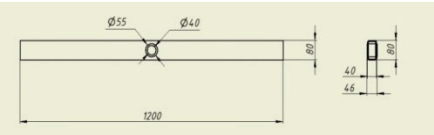


Рисунок 7. Чертеж элемента

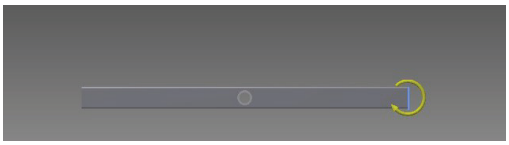


Рисунок 8. 3D элемент модели ПМД-5.2 для анализа МКЭ

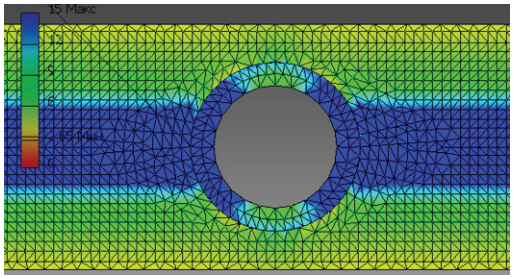


Рисунок 9. Изополя коэффициента запаса прочности

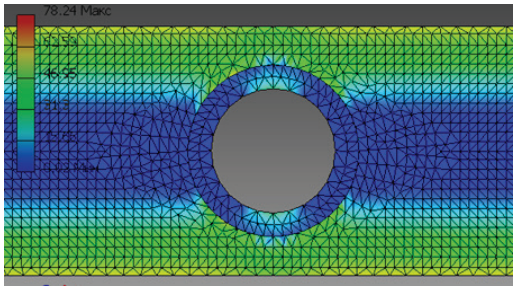


Рисунок 10. Изополя нормальных напряжений по Мизесу

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенных расчетов можно сделать следующие выводы:

- нам удалось получить новые оригинальные схемы подмостей. Поданы заявки на получение патентов на полезные модели;
- сечения стержней обеспечивают запас прочности элементов подъемника ПМД-5.2;
- влияние отверстия, усиленного втулкой, не существенно и результаты для сплошного стержня могут быть применены в конечных расчетах для всех элементов типоразмерного ряда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Отчет о научно-исследовательской работе «Разработка типоразмерного ряда новых конструкций легких, мобильных, компактных подъемников и подмостей» № Государственной регистрации 0112РК01112, Инвентарный № 0214РК00605, Алматы, 2014

2. Темирбеков Е.С. и др. Патент на полезную модель. Официальный бюллетень №5(1) 2009, Астана. МЮ, КПИС, РГКП «НИИС. Мобильные механизированные подмости.

3. Темирбеков Е.С. «Механизированные подмости». Заключение о выдаче патента на полезную модель. Решение от 15.07.2014 №12-3/3443. Национальный институт интеллектуальной собственности МЮ РК.

IMPROVED SCAFFOLD SCHEMES

TEMIRBEKOV E.S., TULESHOV A.K., DZHOMARTOV A.A

Al-Farabi Kazakh National University, Almaty, KAZAKHSTAN

ABSTRACT

The obtained improved scaffold schemes are shown having: scheme-1 - significantly less cantileverness than its prototype based on the "Nuremberg scissors" (NS); and scheme-2 - higher rigidity (due to the presence of rotational pairs only) compared to prototypes. In scaffold schemes on the basis of NS, the problem is the increasing cantileverness of the working platform as it rises. In the scheme-1 proposed here, it is halved compared to the scaffolds based on NS, and in contrast to them, now the position of the center of gravity is always vertical in plan. In NS schemes, in addition to rotational kinematic pairs, there are slider pairs. We synthesized a number of schemes-2, which are similar in their purpose to NS, but do not contain any sliders. The absence of sliders in the scaffold design scheme can certainly be of advantage, as this simplifies the design of the scaffold and increases its stiffness.

A standardized series of scaffolds was developed. Calculations for strength show that the selected sections provide a safety margin for the elements of the PMD-5.2M lift; the effect of the hole reinforced by the sleeve is not significant and the results for the solid rod can be applied in final calculations for all elements of the standard series.

Труды 1-й Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-25

АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕАБИЛИТАЦИОННЫХ СРЕДСТВ АССИСТЕНТОВ ДВИЖЕНИЯ ЧЕЛОВЕКА

С.Д. Казарян[1], М.Г. Арутюнян[2], В.А. Аракелян[3]

Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения

[1]эл. почта: sarik.ghazaryan@polytechnic.am

[2]эл. почта: mharut@seua.am

[3]НИПН-Рен (INSA-Rennes), Рен, Франция, эл. почта: vigen.arakelyan@insa-rennes.fr

АННОТАЦИЯ

Изложены подходы к уравновешиванию систем реабилитации двигательных функций человека. Предложены конструктивные решения и методы оптимизации параметров этих систем. Описаны состояние и эволюция вопроса.

Как известно, при движении звеньев механизмов с переменными скоростями, кроме гравитационных сил и их моментов, возникают силы инерции и их моменты, уравновешивание звеньев от которых является важной задачей проектирования. Решение задачи достигается применением противовесов, пружин, дополнительных параллельных механизмов, способов распределения масс звеньев и/или введением специальных уравновешивающих устройств.

Эти решения используются в дизайне ассистирующих устройств, поддерживающих вес ноги во время ходьбы и вес тела при приседании и вставании. Требования к портативности, надежности, эргономичности, эффективности и низкой себестоимости проектируемых устройств усложняют задачу.

Оптимизация параметров биомеханической системы позволяет минимизировать габариты и массы звеньев, сделать их портативными, удобными и универсальными и осуществлять нестационарную физиотерапию. Применение приводов позволяет как осуществлять динамическое уравновешивание конечностей, так и усиливать их функции, тем самым расширяя области применения разработанных устройств. Оптимальная компоновка приводов в качестве противовесов дает возможность осуществлять уравновешивание масс системы и минимизировать коэффициент жесткости и массу уравновешивающих пружин.

Анализ работ показал, что при динамическом исследовании статически уравновешенных систем достаточен учет только кинетической энергии, так как потенциальная энергия системы постоянна и при дифференцировании не участвует в уравнениях.

В результате исследований предложены новые схемы портативных устройств реабилитации и уравновешивания конечностей человека, позволяющие осуществлять продолжительную физиотерапию в нестационарных условиях.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

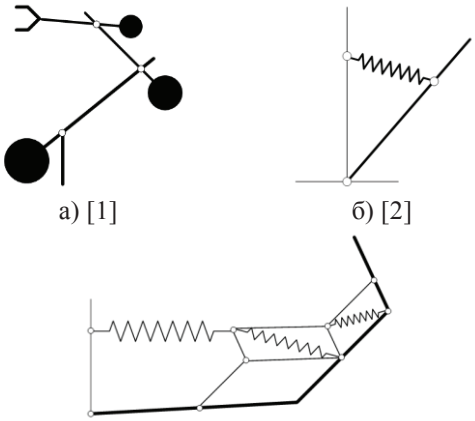
реабилитационная система, ассистирующее устройство, экзоскелетон, ортез, биомеханическая система, статическое уравновешивание, динамический анализ, оптимизация.

ВВЕДЕНИЕ

При переменных скоростях движения механизма, помимо гравитационных сил и их моментов, возникают также силы и моменты сил инерции, уравновешивание звеньев от которых является одной из важных задач проектирования. Решение этой задачи достигается применением противовесов, пружин, дополнительных параллельных механизмов, способов распределения масс звеньев и/или введением специальных уравновешивающих устройств.

Для статического уравновешивания механизмов применяют (**Рисунок 1**) [1, 2]:

- противовесы – выполняя уравновешивание масс, уменьшают расстояния центров тяжестей звеньев от их оси вращения, в частности, приравнивают их нулю;
- пружины – выполняя силовое уравновешивание, реализуют силовую компенсацию моментов сил тяжестей, созданных расстояниями центров тяжестей звеньев системы, а жесткость пружин вычисляется из условия статического равновесия системы;
- дополнительные параллельные механизмы – приводят центр масс системы в точку, меняющую свое положение по определенному закону.



а) [1] б) [2]

в) [2]

Рисунок 1. Уравновешивание механизмов:
а - противовесами, б - пружинами,
в - пружинами и добавочными звеньями

Область применения уравновешивающих решений – это дизайн реабилитационных и ассистирующих устройств, которые могут поддерживать вес тела человека при движении (**Рисунок 2**): вес ноги во время ходьбы, вес руки при поднятии тяжестей и вес тела при приседании.

Здесь задача усложняется требованиями к портативности, надежности, эргономичности, эффективности и низкой себестоимости. Проектируемые механизмы должны иметь уравновешивающие элементы, которые обеспечат большие усилия при малых габаритах.

а) [3] б) [4] в) [5] г) [6] д) [7] е) [8] ж) [9] з) [10]

Рисунок 2. Реабилитационные и ассистирующие устройства:
а, б - экзоскелетоны и в, г - ортезы ноги,
д - экзоскелетон и е - ортез руки,
ж, з - вертикаливаторы

Экзоскелетоны и ортезы (подкласс реабилитационных устройств) – это дублирующие механические и/или электромеханические (мехатронные) устройства, предназначенные для реабилитации или поддержания функций опорно-двигательного аппарата человека. При присоединении к телу человека они образуют биомеханические (биомехатронные) системы, работающие в статическом и динамическом режимах.

Для статического уравновешивания портативной биомеханической системы, как и для других плоских механизмов, предпочтительно применение пружин, обеспечивающих силовое уравновешивание при относительно малой массе (**Рисунок 3**).

Для динамического уравновешивания применяются малогабаритные электроприводы, которые несколько увеличивают общую массу системы, при этом существенно расширяют ее функциональные возможности.

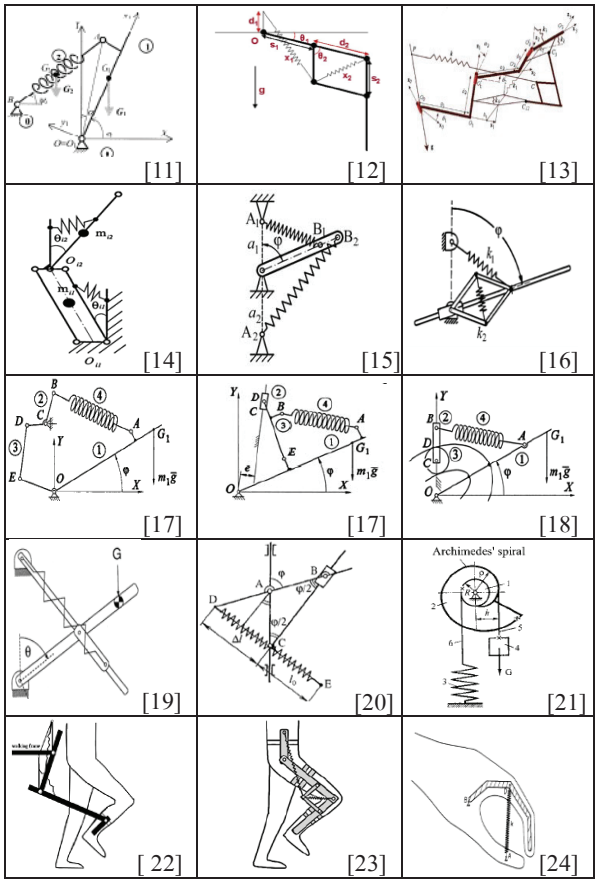


Рисунок 3 . Устройства статического уравновешивания при помощи пружин

СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОДНОПОДВИЖНОЙ БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Эволюция предлагаемых решений при проектировании портативных реабилитационных устройств приведена на **Рисунке 4** [25-33].

Сначала была поставлена задача выбора объектов и методов их статического уравновешивания и выполнены численные расчеты [25]. Рассмотрена биомеханическая система нижней конечности человека и реабилитационного устройства с одной степенью свободы (**Рисунок 4а**).

Выполнено статическое уравновешивание биомеханической системы при помощи цилиндрической пружины из условия равновесия моментов сил, действующих на звенья системы. Для возможно точного уравновешивания использованы цилиндрические пружины с различными характеристиками: нулевой и ненулевой начальной длины (**Рисунок 5**) [25-27], а также определены связи между силовыми и геометрическими характеристиками этих пружин – коэффициентом жесткости пружины и ее массой. Затем подстановкой этих соотношений в уравнение уравновешивания получены и оценены результаты расчетов. Примененный подход обеспечивает минимизацию массы пружины и ее точное определение по сравнению с используемым ранее итерационным методом расчета.

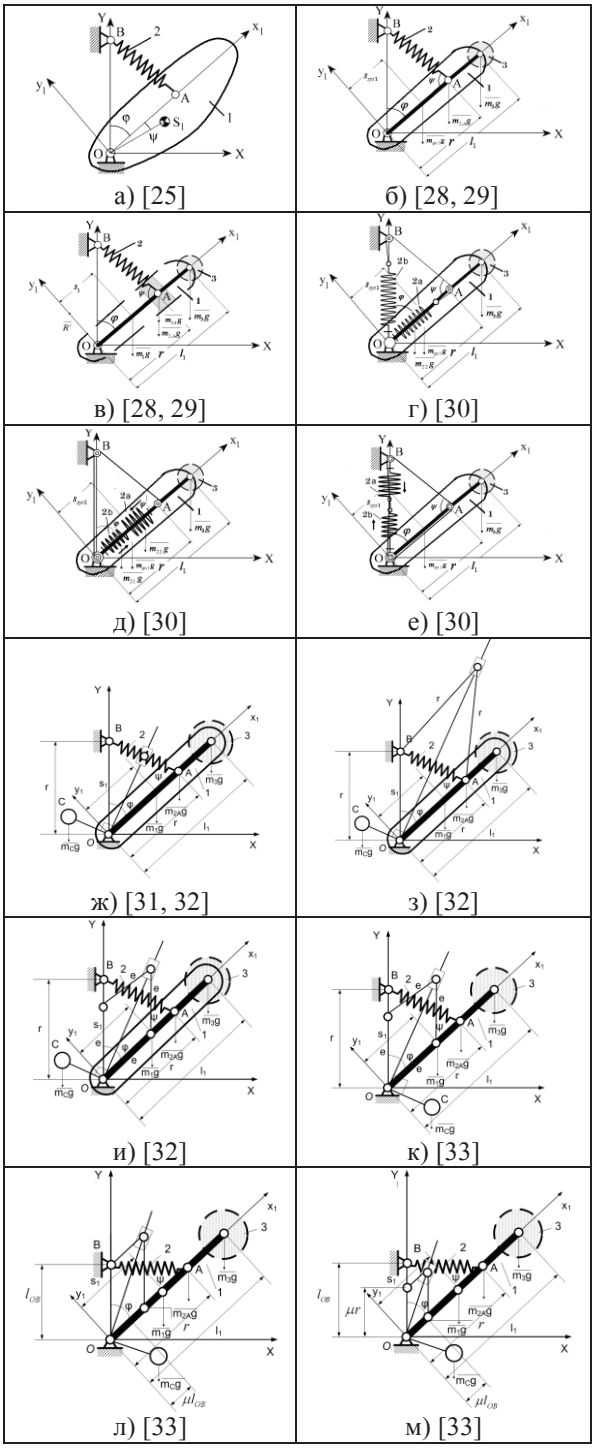


Рисунок. 4 . Эволюция предлагаемых портативных реабилитационных устройств с одной степенью свободы

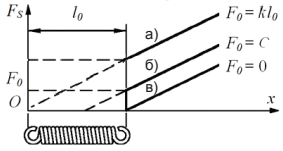


Рисунок 5. Характеристики цилиндрических пружин: а - нулевой, б, в - ненулевых начальных длин

Следующей задачей является оптимизация параметров звеньев реабилитационного устройства путем рассмотрения способов соединения уравновешивающих пружин с реабилитационным устройством и реабилитационного устройства с конечностью человека с учетом действующих сил и прочностного расчета звеньев на деформации изгиба и кручения (**Рисунки 4б, 4в и 6**) [28, 29].

Результаты расчетов на прочность и жесткость звеньев показали, что требования к минимальным размерам звеньев при их кручении являются более жесткими, чем при их изгибе от уравновешивающих и гравитационных сил.

Предложены оптимальные зоны фиксаций пружин к звеньям устройства и конечности человека (**Рисунок 6)** и обеспечено существенное уменьшение как габаритов, так и массы реабилитационного устройства и, как следствие, снижение коэффициента жесткости и массы уравновешивающей пружины.

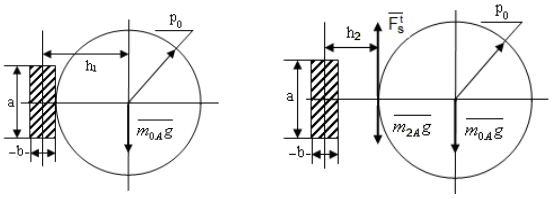


Рисунок 6. К выбору зон фиксации пружины и звеньев устройства

Другим подходом к минимизации веса уравновешивающей системы явилась компоновка уравновешивающих пружин (**Рисунки 4г, 4д, 4е**) [3], что позволяет проводить вариацию выбора их рабочих зон и зон креплений, получить частичное или полное исключение компонентов их масс из уравнений уравновешивания и тем самым снизить необходимые величины их масс и коэффициентов жесткости.

Комплексное применение упомянутых выше подходов может в значительной степени облегчить устройства и сделать их действительно портативными. Однако, как уже было сказано, устройства из-за особенностей конструкции требуют применения особых пружин нулевой начальной длины (**Рисунок 5**), получение которых связано с рядом сложных и порой дорогостоящих технологий. При этом имеет место также вопрос их неуниверсальности.

Поэтому предлагается использование пружин ненулевой начальной длины и противовесной коррекцией неуравновешенности (**Рисунки 4ж, 4з, 4и**) [31, 32]. Гибридная система уравновешивания (цилиндрическая пружина растяжения – сжатия плюс противовес) позволила предложить универсальную противовесную коррекцию статической пружинной уравновешенности любого ”качающегося звена” с одной степенью свободы, обеспечивающей точную его уравновешенность (**Рисунок 4к, 4л, 4м**) [33].

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКИ УРАВНОВЕШЕННОЙ БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Для динамического режима работы статически уравновешенной биомеханической системы ноги человека с ассистирующим устройством с одной степенью свободы (**Рисунок 4б)** в системе устанавливается привод, масса которого не участвует при статическом уравновешивании системы [34]. Использование привода создает также возможность усиления двигательных функций конечностей человека.

Для расчета динамических характеристик системы наиболее удобно применение уравнения Лагранжа второго рода. Функция Лагранжа выражается разностью кинетической и потенциальной энергий системы, которые в рассматриваемой задаче имеют вид

$$K=(A_1-A_2\sin^2\varphi/(A_3-A_4\cos\varphi))\dot{\varphi}^2,$$

$$P=A_5\cos\varphi+A_6,$$

$$L=(A_1-A_2\sin^2\varphi/(A_3-A_4\cos\varphi))\dot{\varphi}^2-A_5\cos\varphi-A_6,$$

где φ – угол позиционирования звена, а A_i – постоянные, характеризующие систему.

В случае, когда система статически уравновешена, ее потенциальная энергия постоянна, следовательно, функция Лагранжа выражается одной лишь кинетической энергией. При этом очевидно, что мы имеем оптимально спроектированную систему, поскольку работа внешних сил затрачивается только на изменение ее кинетической энергии.

Дифференцируя выражение кинетической энергии, получаем обобщенный момент системы:

$$T(\varphi,t)=2(A_1-A_2\sin^2\varphi/(A_3-A_4\cos\varphi))\ddot{\varphi}-A_5\sin\varphi-$$
$$-A_2\sin^2\varphi(2A_3\cos\varphi-A_4\cos^2\varphi-A_4)\dot{\varphi}^2/(A_3-A_4\cos\varphi)^2.$$

Здесь постоянная A_5 показывает статическую неуравновешенность биомеханической системы: она равна нулю, когда система уравновешена. Обобщенный момент статически уравновешенной биомеханической системы будет

$$T^*(\varphi,t)=2(A_1-A_2\sin^2\varphi/(A_3-A_4\cos\varphi))\ddot{\varphi}-$$
$$-A_2\sin^2\varphi(2A_3\cos\varphi-A_4\cos^2\varphi-A_4)\dot{\varphi}^2/(A_3-A_4\cos\varphi)^2.$$

При заданной функции $\varphi(t)$ получаем зависимость $T(t)$. Например, функция вида

$$\varphi(t)=\pi[2-\cos(2\pi t/\tau)]/3,\quad \Delta\varphi(t)=\pi[1-\cos(2\pi t/\tau)]/3$$

(где τ - это продолжительность цикла движения) удовлетворяет постановке задачи и обеспечивает нужные значения φ в интервале $\varphi\in[\pi/3;\ \pi]$.

При известных законе движения и обобщенном моменте системы может быть выбран двигатель, номинальный момент которого обеспечит движение конечности по заданной программе. Величину потребной мощности двигателя получаем из известного выражения: $N(t)=T(t)\dot{\varphi}(t)$.

Приравнивая максимальные значения потребной мощности и номинальной мощности двигателя, получаем время цикла, затем строим зависимости $T(t)$ и $N(t)$ в реальном времени.

При этом затраченная работа определяется следующим образом: $W(t)=T(t)\Delta\varphi(t)$.

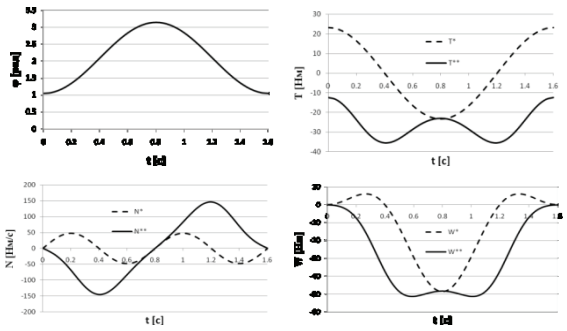


Рисунок 7. Результаты динамического анализа статически уравновешенной (пунктирная линия) и неуравновешенной (сплошная линия) систем

Графические результаты решения задачи приведены на **Рисунке 7** [34].

Результаты исследования показали, что для статически уравновешенной системы требуется до 2,5...3 раз менее мощный двигатель, чем для неуравновешенной, что позволит создавать относительно легкие и малоэнергозатратные устройства.

Для упрощения выражения кинетической энергии системы к ней присоединяется добавочная масса, как это показано на **Рисунке 8а** [35].

Тогда функция Лагранжа принимает вид

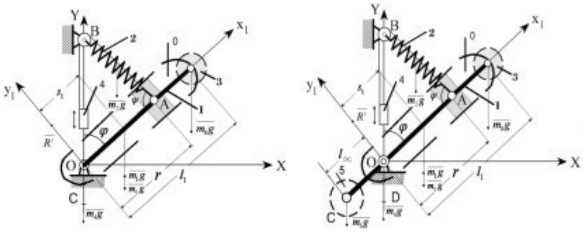
$L=A_1\dot{\varphi}^2-A_2\cos\varphi-A_3$.

Дифференцируя эту функцию, получим

$T(\varphi,t)=2A_1\ddot{\varphi}-A_2\sin\varphi$.

Коэффициент A_2 характеризует статическую неуравновешенность системы. Когда система уравновешена, он равен нулю, и обобщенный момент статически уравновешенной системы выражается следующим образом: $T^*(\varphi,t)=2A_1\ddot{\varphi}$.

Здесь также осуществлена компоновка привода в качестве статического противовеса для биомеханической системы (**Рисунок 8б**) [35]. При этом цель состояла в демонстрации преимущества предложенной компоновки привода, приводящей к минимизации коэффициента жесткости и массы уравновешивающей пружины благодаря участию массы привода в статическом уравновешивании системы.



а) [35] б) [35]

Рисунок 8. К динамическому уравновешиванию биомеханической системы с одной степенью свободы

Результаты вычислений указанных параметров в зависимости от длины плеча компоновки показаны на **Рисунке 9** [35].

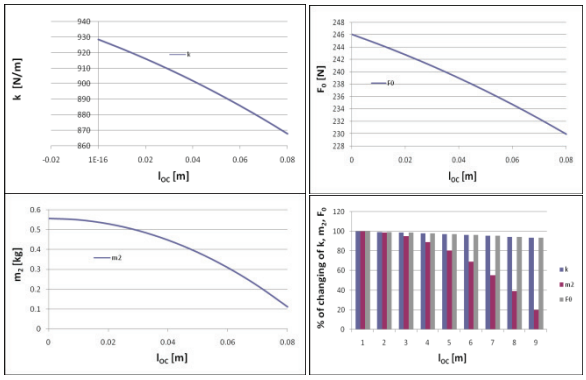


Рисунок 9. Динамика и сравнение расчетных параметров при компоновке приводов в качестве противовесов

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКИ УРАВНОВЕШЕННОЙ БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Рассмотрены теоретические аспекты статического уравновешивания с акцентом на пружинное уравновешивание и применение добавочных звеньев, в результате чего была предложена серия соответствующих решений (**Рисунок 10**) [36-42].

Разработана биомеханическая система нижней конечности человека и портативного реабилитационного устройства с двумя степенями свободы. Статическое уравновешивание системы выполнено из условия равновесия моментов: постоянства потенциальной энергии системы, при помощи пружин нулевой начальной длины, присоединенных таким образом, что одна из пружин работает на растяжение, а другая – на сжатие (**Рисунок 10а)** [36, 37]. При этом было учтено соотношение между коэффициентом жесткости пружины и ее массой, что позволило осуществить точное статическое уравновешивание системы.

Если скомпоновать приводы в устройстве таким образом, чтобы в выражениях уравновешивания их массы участвовали в качестве противовесов, то получим возможность оптимизировать параметры системы, минимизируя коэффициент жесткости и массу уравновешивающей пружины.

В последующих работах было выполнено коррекционное уравновешивание масс пружинно-уравновешенной биомеханической системы с двумя степенями свободы при помощи рациональной компоновки приводов в качестве противовесов, применяемых для обеспечения динамического режима работы (**Рисунки 10г, 10д, 10е, 10ж, 10з**) [37, 38]. Представлены варианты компоновок приводов, показаны их взаимные преимущества и недостатки. Выбраны оптимальные варианты, обеспечивающие минимальное значение коэффициента жесткости пружины по сравнению со статическим уравновешиванием.

Предложена схема экзоскелетона со спиральными уравновешивающими пружинами, совмещенными с приводами (**Рисунок 10и**) [39, 40].

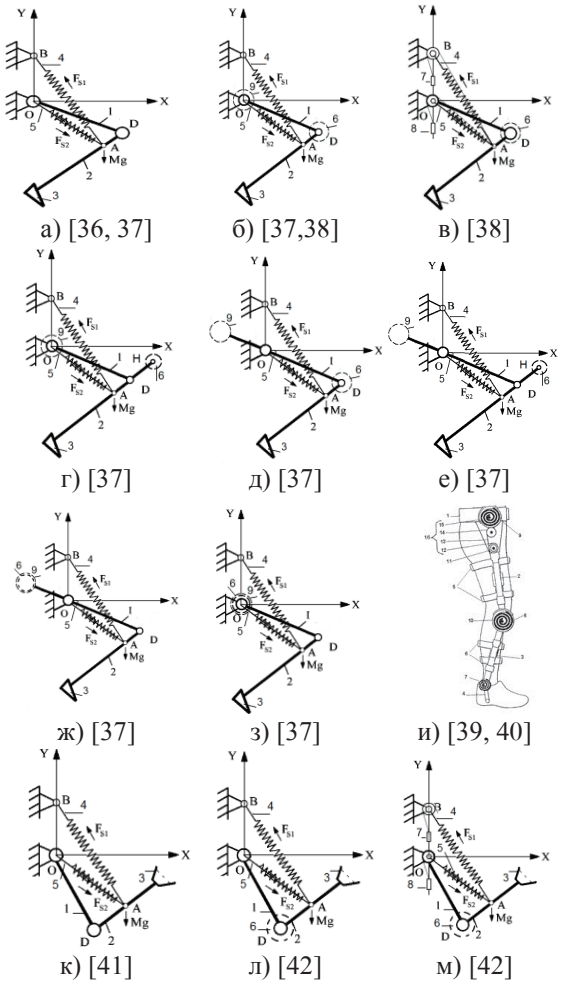


Рисунок 10. Эволюция предлагаемых портативных реабилитационных устройств с двумя степенями свободы

Для динамического исследования выбранных вариантов составлены выражения кинетической энергии системы и получены численные значения их динамических параметров (**Рисунок 11)** [37].

Опыт в разработке уравновешенных реабилитационных устройств для нижней конечности определил предпосылки к предложению уравновешенных реабилитационных устройств для верхней конечности (**Рисунки 10к, 10л, 10м**) [40, 41]. Для статического уравновешивания системы руки человека и двухподвижного реабилитационного устройства также использованы две пружины нулевой начальной длины (одна – растяжения, другая – сжатия). Уравнение уравновешивания системы записывалось аналогичным образом: из условия постоянства ее потенциальной энергии.

Результаты исследований показали, что устройства для физиотерапевтического восстановления функций ходьбы, спроектированные для статического рабочего режима, при дополнении их приводами могут работать в динамическом режиме и успешно применяться с целью усиления функций конечностей человека.

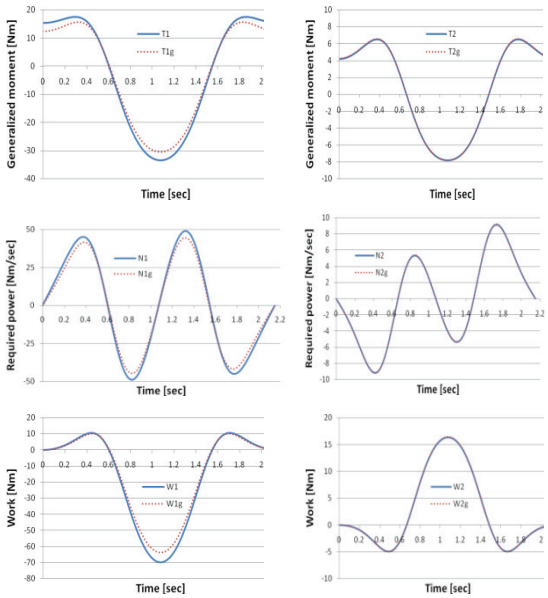


Рисунок 11. Результаты динамического анализа статически уравновешенной (пунктирная линия) и неуравновешенной (сплошная линия) систем

Приводы для реализации динамических режимов работы системы увеличивают общую массу системы и ограничивают скорость ее движения, однако при компоновке в качестве противовесов они играют положительную роль в статическом уравновешивании и до 24% понижают требуемую жесткость уравновешивающих пружин и соответственно до 10 и 16 % уменьшают их массы.

Расчет статически уравновешенных систем в динамическом режиме показал, что по сравнению с исходным вариантом с оптимальными показателями, использование приводов в качестве противовесов обеспечивает уменьшение кинетической энергии системы до 8,5%.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭКЗОСКЕЛЕТОНА-АССИСТЕНТА ПРИСЕДАНИЯ-ВСТАВАНИЯ И ХОДЬБЫ ЧЕЛОВЕКА

Целью следующей задачи является проектирование экзоскелетонов-ассистентов приседания-вставания и ходьбы для пациентов с опорно-двигательными нарушениями без приложения с их стороны особых для этого усилий (**Рисунок 12**) [43-47].

Представленная биомеханическая система тела человека с экзоскелетоном имеет следующую структуру: с каждой боковой стороны человека закрепляется механический трехзвенный ортез, который связан со спиной и соответствующей ногой: бедром и голенью, и копирует движение ноги в сагиттальной плоскости. При этом тазобедренный сустав, имеющий три степени свободы, в данной схеме ограничен вращательной кинематической парой ортеза, однако конструктивно он может являться также и сферической парой.

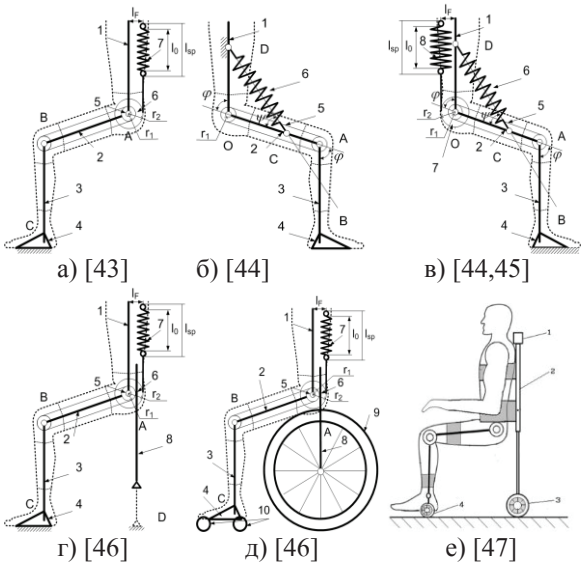


Рисунок 12. Эволюция разработанных портативных реабилитационных устройств для приседания - вставания и ходьбы человека

Для статического уравновешивания системы (**Рисунок 12а**) к ней присоединяется линейная цилиндрическая пружина, соединенная через трос с роликом на тазобедренной кинематической паре. Жесткость пружины вычисляется из условия статического равновесия системы, т.е. равенства нулю суммы моментов гравитационных сил и момента силы уравновешивающей пружины относительно точки опоры при приседании.

С добавлением передачи с гибкой связью (**Рисунки 12а, 12б, 12в, 12г, 12д**), например, цепной, обеспечивается связь между углами вращения голени и бедра. Для обеспечения надежного сцепления и стабильности в процессе приседания голень и ступня фиксируются друг относительно друга. С учетом этих связей биомеханическую систему можно считать системой с одной степенью свободы, выполняющей движение в сагиттальной плоскости.

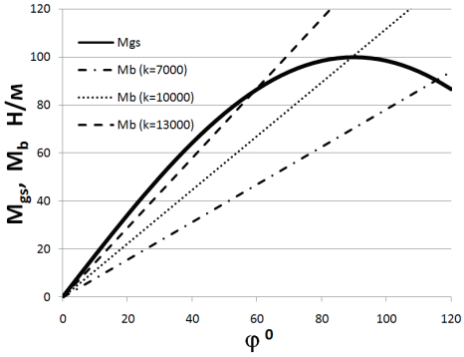


Рисунок 13. Графики зависимости гравитационного Mgs и уравновешивающего Mb моментов от обобщенной координаты экзоскелетона при различных значениях жесткости пружины

Недостатком этой схемы является то, что здесь не имеет место точное статическое уравновешивание (**Рисунок 13**), однако, заменив ролик на кулачок с рассчитанным соответствующим образом профилем (**Рисунок 14**), можно получить точное статическое уравновешивание системы приседания - вставания человека.

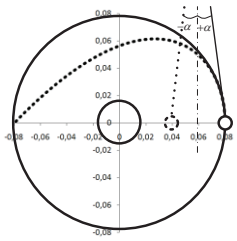


Рисунок 14. Схема кулачкового ролика

При этом, если в проектируемом устройстве обеспечить торсу человека возможность небольшой свободы движения относительно экзоскелетона, либо движениями рук или головы изменять положение центра тяжести тела в сагиттальной плоскости, то вследствие нарушения статической уравновешенности системы будет выполняться приседание и вставание человека без приложения особых с его стороны усилий: за счет увеличения и уменьшения момента от гравитационных сил относительно осей вращения в коленных суставах.

Заметим, что схемы экзоскелетонов-ассистентов, приведенные на **Рисунке 12в, 12е**, могут служить в качестве ассистентов для приседания-вставания и ходьбы [44, 45, 47].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, исходя из вышеизложенного, могут быть сделаны следующие ***выводы***:

1. Применение пружин нулевой начальной длины позволяет осуществлять точное статическое уравновешивание реабилитационных систем от сил тяжести их звеньев с учетом масс сегментов конечности [25].
2. Учет нелинейной связи между коэффициентом жесткости пружины и ее массой позволяет точно рассчитать значения параметров системы [25, 36].
3. Оптимизация параметров биомеханической системы позволяет минимизировать габариты и массы звеньев, сделать их портативными, удобными и универсальными и осуществлять нестационарную физиотерапию [30, 32, 35, 37].
4. Применение приводов дает возможность как осуществлять динамическое уравновешивание конечностей, так и усиливать их функции, тем самым расширяя область применения предложенных устройств [34, 35, 38].
5. Оптимальная компоновка приводов в качестве противовесов позволяет осуществлять уравновешивание масс системы и минимизировать

коэффициент жесткости и массу уравновешивающих пружин [35, 37].

6. Проведенный анализ показал, что при динамическом исследовании статически уравновешенных систем достаточен учет только кинетической энергии, так как потенциальная энергия системы постоянна и не участвует при дифференцировании в уравнениях движения [34].

7. В результате исследований предложены новые схемы портативных устройств реабилитации и уравновешивания конечностей человека, позволяющие осуществлять продолжительную физиотерапию в нестационарных условиях, а также схемы экзоскелетонов с использованием спиральных пружин (**Рисунок 10и**) [39, 40, 47]. Для точного уравновешивания применены комбинации спиральных пружин с кулачком заданного профиля (**Рисунок 14**). Получены патенты РА на экзоскелетоны (**Рисунок 10и и 12е**) [39 и 47].

8. Статическое уравновешивание системы человек – экзоскелетон выполняется с любой степенью точности при использовании рычажной системы, пружин, присоединенных к рычагам, и гибкой связью к кулачковым роликам [43, 46].

9. Разработаны экзоскелетоны, позволяющие человеку с ограниченными двигательными способностями с легкостью совершать движения приседания-вставания и ходьбы [43-47].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Agrawal S., Fattah A**. Reactionless Space and Ground Robots: Novel Designs and Concepts Studies Text] // Mechanism and Machine Theory.- 2004.-Vol. 39, No.1.- P. 25-40.
2. **Agrawal A., Agrawal S.K.** Design of Gravity Balancing Leg Orthosis Using Non-Zero Free Length Springs Text] // Mechanisms and Machine Theory.- 2005.- Vol. 40, issue 6.- P. 693-709.
3. **"ЭкзоАтлет"** - экзоскелет для людей с нарушением двигательных функций компании "Экзороботикс" : https://www.exoatlet.com/.
4. **Cyberdyne HAL -** wearable robotic exoskeleton: https://www.cyberdyne.jp/.
5. **BAUERFEIND SofTec Coxa -** многофункциональный тазобедренный ортез: https://orteka.ru/catalog/ortezy/.
6. **Push med Knee Brace** - коленный ортез: https://orteka.ru/catalog/ortezy/ .
7. **Titan Arm** - экзоскелет для рук Университета Пенсильвании (University of Pennsylvania) : http:// www.titanarm.com/.
8. **SaeboFlex/SaeboReach -** ортез на кисть: http://www.saebo.su/products/saeboflex/.
9. **Timix S.U.**(Stand up) - электрическая кресло-коляска вертикализатор: www.vermeiren.com/
10. **ACTIVE DRIVE Active Drive** - стендер и вертикализатор для активных инвалидов: https://rehabexpert.eu/.
11. **Fattah A., Agrawal S.K**. Design and Modeling of classes of spatial Reactionless Manipulators Text] // Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation.- Taipei, Taiwan, September 14-19.2003.-P.3225-3230.
12. **Agrawal A., Agrawal S.K.** Design of Gravity Balancing Leg Orthosis Using Non-Zero Free Length Springs Text] // Mechanisms and Machine Theory.- 2005.- Vol. 40, issue 6.- P. 693-709.
13. **Agrawal S., Fattah A.** Gravity-Balancing of Spatial Robotic Manipulators Text] // Mechanism and Machine Theory.- 2004.- Vol.39, No.12.- P.1331-1344.
14. **Ebert-Uphoff I., Gosselin C.M., Laliberté T.** Static balancing of spatial parallel mechanisms // ASME Trans. Journal of Mechanical Design.- 2000.- Vol. 122.- P. 43-51.
15. **Herder J.L.** Energy-free systems. Theory, conception and design of statically balanced mechanisms, PhD thesis.- Delf University of Technology, 2001.
16. **Streit D.A., Shin E.** Equilibrators for planar linkages // ASME Trans. Journal of Mechanical Design.- 1993.- Vol. 115.- P. 604-611.
17. **Simionescu Ion, Ciupitu Liviu .** The static balancing of the industrial robot arms.Part I: Continuous balancing [Text] // Mechanism and Machine Theory.- 2000.-Vol.35.- P.1287-1298.
18. **Simionescu Ion, Ciupitu Liviu** The static balancing of the industrial robot arms. Part II: Continuous balancing [Text] // Mechanism and Machine Theory.- 2000.-Vol.35.- P.1299-1311.
19. **Streit D.A., Gilmore B.J.** Perfect spring equilibrators for rotatable bodies [Text] // ASME Trans / Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design.-1998.- Vol. 111.- P.451-458.
20. **А.с. SU1634624 СССР, МКИЗ В66 С23/00**. Уравновешенный манипулятор [Текст]/ Р.П. Джавахян и др. (СССР).-N4672703/11.- Заявл.04.04.89; Опубл. 15.03.91.- Бюл. N10.-4с.
21. **Nathan U., Kumar V.** Passive mechanical gravity compensation for robot manipulators [Text] // Proceedings of ICRA'91.- California, USA, 1991.-Vol. 2.- P.1536-1541.
22. **Agrawal Sunil K., Fattah Abbas** Gravity Balancing of a Human Leg using an External Orthosis [Text] // IEEE International Conference on Robotics and Automation.-Roma, Italy, 10-14 April, 2007.- P. 3755-3760.
23. **S. Banala et al** A gravity balancing leg orthosis for robotic rehabilitation [Text] // Proceedings of the International Conference of Robotics and Automation.- 2004.-P. 2427-2479.

24. **Herder. J.L.** Design of spring force compensation systems [Text] // Mech. and Mach. Theory.-1998.-Vol. 33, No. (1/2).- P. 151-161.
25. **Arakelian V., Ghazaryan S.** Gravity balancing of the human leg taking into account the spring mass // Proceedings of the 9th International Conference on Climbing and Walking Robots (CLAWAR). - Brussels, Belgium, 12-14 September, 2006.- P. 630-635.
26. **Казарян С., Аракелян В.** Проектирование уравновешивающих устройств для роботизированной реабилитации [Текст] // XVIII Международная Интернет-конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС Пробмаш-2006): Материалы конференции, 27-29 ноября, 2006г. – М., 2006. - С.56.
27. **Казарян С., Аракелян В., Арутюнян М.** Проектирование реабилитационных систем и оптимизация их параметров [Текст] // XIX Международная Интернет-конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС Пробмаш - 2007): Материалы конференции, 05-07 ноября, 2007г.– М., 2007.-С.93.
28. **Ghazaryan S., Harutyunyan M., Arakelyan V.** Spring static balancing and optimization of parameters of the biomechanical system // Annual Scientific Conference of SEUA: Collection of Materials, 19-23.11.2007, V.1.-Yerevan, 2008.- P.406-410 (Arm.).
29. **Ghazaryan S.** Gravity balancing and optimization of the parameters of the biomechanical system of a human leg and the rehabilitation device // Proceedings of Engineering Academy of Armenia (PEAA).-Yerevan, Armenia, 2008.-V.5, No.1. - P. 119-122.
30. **Ghazaryan S., Harutyunyan M., Arakelyan V.** The optimization of parameters of the biomechanical system by means of spring composition during static balancing // Annual Scientific Conference of SEUA: Collection of Materials. 19-23.11.2007, V.1.-Yerevan, 2008.- P.410-414(Arm.).
31. **Казарян С.Д., Арутюнян М.Г., Аракелян В.А., Глазунов В.А.** Точное статическое уравновешивание механотерапевтических устройств [Текст] // XXI Международная Инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения (МИКМУС-2009): Материалы конференции, 16-18.11.2009.- М., 2009.-С.70.
32. **Саргсян С.А., Казарян С.Д., Аракелян В.Г., Арутюнян М.Г.** Противовесовая коррекция и регулирование пружинной уравновешенности реабилитационных устройств // Вестник Инженерной академии Армении (ВИАА). - Ереван, Армения, 2010.- Т.7, №2.- С. 338-341.
33. **Саргсян С.А., Казарян С.Д., Аракелян В.Г., Арутюнян М.Г.** Универсальная противовесная коррекция пружинной уравновешенности качающегося звена // Вестник Инженерной академии Армении (ВИАА). - Ереван, Армения, 2011.-Т.8, №1.- С. 152-155.
34. **Казарян С.Д, Аракелян В.А, Арутюнян М.Г.** Динамический анализ статически уравновешенного приводного ортопедического устройства ноги // Вестник Инженерной академии Армении (ВИАА). - 2008. -Т.5, № 3.- С. 420-423.
35. **Казарян С.Д.** Компоновка привода как статического противовеса для биомеханической системы с пружиной // Сборник материалов юбилейной студенческой научной конференции ГИУА, 16-17 октября, 2008 г. – Ереван, 2009. - С.62-66
36. **Arakelian V., Ghazaryan S**. Improvement of balancing accuracy of robotic systems: Application to leg orthosis for rehabilitation devices // International Journal of Mechanism and Machine Theory. - Elsevier, 2008.- 43(5).- P. 565-575.
37. **Казарян С., Арутюнян М., Аракелян В.** Уравновешивание масс биомеханической системы с помощью компоновки приводов // Технологии и техника автоматизации: Сборник трудов Международной научно-технической конференции, посвященной 75-летию ГИУА, г. Ереван, 13-18 сентября, 2008 г. – Ереван, 2008. - С.138-146.
38. **Казарян С.Д., Арутюнян М.Г., Аракелян В.А.** Динамическое исследование биомеханической системы ноги с двухзвенным реабилитационным устройством // Ежегодная научная конференция ГИУА: Сборник материалов, 17-21.11.2008, Т.1.- Ереван, 2009.- С. 306-312.
39. Invention patent N 2721A (RA). Assist device for walking [Text] / **M. Harutyunyan, N. Zakaryan, S. Ghazaryan, S. Sargisyan**.- 25 March, 2013.
40. **Zakaryan N., Ghazaryan S., Harutyunyan M.** Static and dynamic balancing of en exoskeleton by means of spiral springs and drivers // Proceedings of SEUA, Collection of scientific articles.- 2013.-V.2.- P.362 -368 (Arm.).
41. **Казарян С.Д., Арутюнян М.Г., Аракелян В.А.** Проектирование реабилитационного устройства руки человека // Ежегодная научная конференция ГИУА: Сборник материалов, 17-21.11.2008, Т.1.- Ереван, 2009- С. 312-315.
42. **Ghazaryan S.D.** (Scientific advisers: prof. **Harutyunyan M.G**, prof. **Arakelyan V.G.**). The analysis and optimization of biomechanical system of human extremities and portative devices of rehabilitation of their functions // Thesis of Dissertation for obtaining the scientific grade “Doctor of Engineering” in specialization

"Apparatus, systems, products for medical importance": State Engineering University of Armenia (Polytechnic) and National Institute of Applied Science – Rennes of France.- Yerevan, Armenia, 20.01.2009. – P.133.

43. **Казарян С.Д., Арутюнян М.Г., Аракелян В.А., Саргсян С.А**. Проектирование экзоскелетона-ассистента приседания и вставания человека // Изв. НАН и ГИУА. Сер. ТН. - 2011. -Т. LXIV, № 2.-С. 121-128.
44. **Саргсян С.А., Казарян С.Д., Аракелян В.Г., Арутюнян М.Г.** Проектирование экзоскелетона-ассистента ходьбы и приседания человека // Известия НАН РА и ГИУА (Политехник) Сер.Т.Н.- 2011.-LXIV, №.4.- С. 343-349.
45. **Казарян С.Д., Арутюнян М.Г., Аракелян В.А., Саргсян С.А.** Уравновешивание экзо-скелетона-ассистента ходьбы и приседания // Машиностроение и техносфера XXI века: Сборник трудов XVIII Международной научно-технической конференции в г. Севастополе, 12-17 сентября 2011 г. В 4-х томах. - Донецк: ДонНТУ, 2011.- Т. 4.- С 37-40.
46. **Казарян С.Д., Арутюнян М.Г., Аракелян В.А.** Концепция проектирования квазистати-чески уравновешенных многоцелевых экзоскелетонов // Вестник ГИУА.- Ереван, 2013.- N 2.- С. 46-50.
47. Invention patent N 2747 A (RA). Exoskeleton [Text] / **M. Harutyunyan, N. Zakaryan, S. Ghazaryan, S. Sargisyan** .- 25 June, 2013.

DESIGN ASPECTS OF HUMAN MOVEMENT ASSISTANCE - REHABILITATION MEANS

S.D. Ghazaryan[1], M. G. Harutyunyan[2], V. H. Arakelian[3]

[1]NPUA, Yerevan, Armenia, E-mail: sarik.ghazaryan@polytechnic.am

[2]NPUA, Yerevan, Armenia, E-mail: mharut@seua.am

[3]INSA-Rennes, Rennes, France, E-mail: vigen.arakelyan@insa-rennes.fr

ABSTRACT

The approaches to human motor functions rehabilitation systems balancing are outlined. The state and evolution of the problem are described. Design solutions and parameters optimization methods for these systems are proposed.

It is known, when the links of mechanisms move with variable speed, in addition to gravitational forces and their moments, inertia forces and their moments arise, balancing links from which is an important design task. The solution to this problem is achieved by applying the counterweights, springs, additional parallel mechanisms, links masses distributing method and/or introducing special balancing devices.

These solutions are used in the design of assisting devices that support the foot weight while walking and the body weight at sitting and standing. The requirements to designed devices portability, reliability, ergonomics, efficiency and low cost complicate the task.

Optimization of the biomechanical system parameters allows minimizing the dimensions and weight of the links, making them portable, convenient and universal and performing non-stationary physiotherapy. The use of actuators also allows for performing dynamic balancing of extremities, as amplifying their functions, thereby expanding the scope of application for the developed devices. The drives optimal composition as counterweights makes it possible to balance the masses of the systems and to minimize the stiffness coefficient and mass of the balancing spring.

The works analysis has shown that in the statically balanced systems dynamic study, only the kinetic energy is taken into account, since the potential energy of the system is constant and does not participate in the equations during differentiation.

As a result of the research, new schemes for human extremities rehabilitation and portable balancing devices are proposed, which allow exercising continuous physiotherapy under non-stationary conditions.

KEYWORDS

rehabilitation system, assisting device, exoskeleton, orthosis, biomechanical system, static balancing, dynamic analysis, optimization.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-35

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ НОВЫХ *ℓ*- КООРДИНАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРИВОДОВ МЕЖДУ ОСНОВАНИЕМ И ВЫХОДНЫМ ЗВЕНОМ

В.А. Глазунов, Г.В. Рашоян, А.К. Алешин, С.А. Скворцов, К.А. Шалюхин, В.Ф. Юдкин, А.С. Галигерова, А.В. Антонов

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Россия,

эл. почта: gagik_r@bk.ru , vaglznv@mail.ru

АННОТАЦИЯ

В данной статье рассматриваются задачи синтеза и расширенная классификация новых пространственных l-координатных манипуляционных механизмов параллельной структуры. Предложенные механизмы по сравнению с известной классификацией А.Ш. Колискора и К.С. Арзуманяна [1, 2] отличаются тем, что приводы могут располагаться не только между основанием и выходным звеном, но и между одним из этих звеньев и каким-либо промежуточным звеном. Такое развитие структурных схем позволит в значительной степени изменить функциональные возможности данных механизмов, в частности, расположить приводы вне рабочей зоны и тем самым изменить и расширить область их применения. С точки зрения конструктивного исполнения это позволит упростить сложные шарнирные сочленения, совершенствуя известные технические решения, которые ранее считались менее технологичными.

ВВЕДЕНИЕ

Исследованиям пространственных механизмов параллельной структуры посвящены много публикаций [3-10]. В частности, в работе [10] проведен структурный синтез и классификация манипуляционных механизмов параллельно-перекрестной структуры, проведены кинематические исследования.

Авторами данной работы расширен класс *l*-координатных механизмов. Вначале рассмотрим синтез и классификацию структурных схем *l*-координатных манипуляционных механизмов, в которых приводы расположены между основанием и выходным звеном.

Рассмотрим **таблицу 1**, где признаками классификации являются количество точек крепления на основании и выходном звене и при этом будут рассмотрены различные варианты этих соотношений. Прежде всего, представим в наиболее общем виде возможные варианты структурных схем механизмов L(n,m), зависящие от количества точек крепления на основании и на выходном звене. Здесь обозначение L указывает, что имеют место *l*-координатные структурные схемы, а количество точек на выходном звене n и на основании m удовлетворяет условиям: $3 \le n \le 6$ и $3 \le m \le 6$. Количество приводных кинематических цепей равно шести.

Таблица. 1

P_i \ B_i		Количество точек крепления на основании			
		3	4	5	6
Количество точек крепления на выходном звене	3	L(3,3)	L(3,4)	L(3,5)	L(3,6)
	4		L(4,4)	L(4,5)	L(4,6)
	5			L(5,5)	L(5,6)
	6				L(6,6)

Представим строки данной таблицы, в которых сгруппированы структурные группы механизмов. В первой строке приведена группа структурных схем механизмов L(3,3); L(3,4); L(3,5); L(3,6). В структурных схемах данной

группы на основании (либо на выходном звене, если поменять местами основание и выходное звено) имеются три точки, а на противоположном выходном звене количество точек крепления кинематических цепей варьируется соответственно, как 3, 4, 5 и 6.

Рассмотрим структурные схемы, относящиеся к случаю L(3,3). На основании и на выходном звене имеются по три точки крепления шести кинематических цепей. Нетрудно убедиться в том, что в трех точках крепления кинематических цепей на основании и на выходном звене можно получить два сочетания расположения приводов. Первое сочетание 321, когда в первой точке сходятся 3 кинематические цепи, во второй точке две, в третьей точке одна кинематическая цепь. Второе сочетание – это 222, когда имеются три точки, в каждой из которых сходятся по две кинематические цепи. Эти структурные схемы приведены на **рисунке 1**.

Далее на **рисунке 1.а**, в виде условных схем, приведены возможные сочетания точек креплений на основании и выходном звене. Общее количество вариантов соотношений равно четырем: L-321-321; L-321-222; L-222-321 и L-222-222. Из них отбираем только три, так как схемы L-321-222 и L-222-321 являются симметричными.

Для сочетаний L(3,4); L(3,5); L(3,6) выводятся следующие варианты:

L-321-3111; L-321-2211, L-222-3111; L-222-2211(рисунок 1.б);

L-321-21111; L-222-21111;

L-321-111111; L-222-111111.

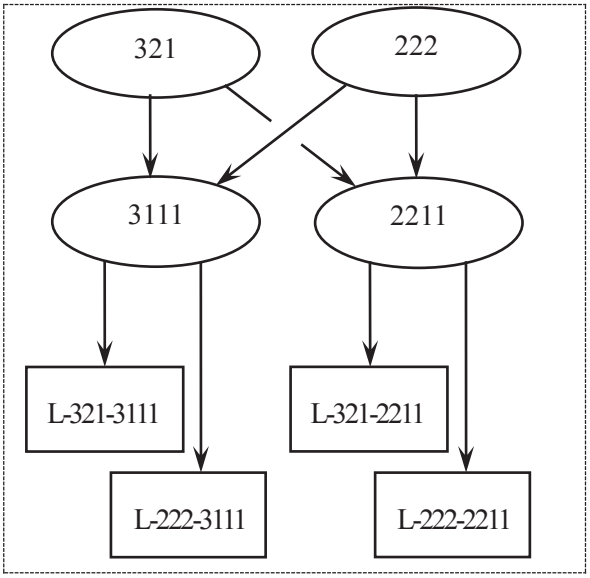


Рисунок 1.а

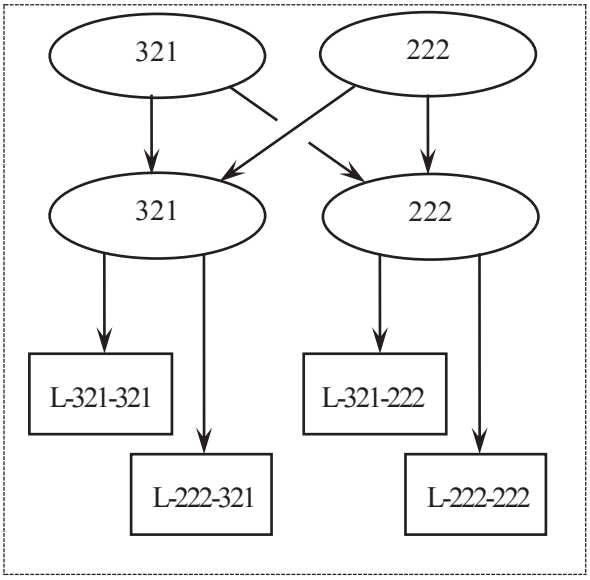


Рисунок 1.б

Следующим случаем является ситуация, когда на одном из звеньев (соответственно основании либо выходном звене) расположены пять точек. При этом имеем варианты L (5,5) и L (5,6). И, наконец, существует один случай L(6,6). Для последних трех сочетаний получаются следующие варианты:

L-21111-21111; L-21111-111111; L-111111-111111 (для последних двух структур схемы тривиальны).

Таким образом, можно выделить всего десять основных вариантов структур в зависимости от количества точек крепления приводов на основании и выходном звене.

При варьировании количества сходящихся цепей существует двадцать один вариант подобного расположения приводов и точек их крепления на основании и на выходном звене (представлены в **таблице 2**).

Отметим, что все механизмы имеют по шесть степеней свободы. Это следует из известной формулы Сомова-Малышева:

$$W=6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1,$$

где n – количество подвижных звеньев механизма, P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – количество пяти, четырёх, трёх, двух, одно подвижных кинематических пар. Для любого механизма со структурной схемой из **таблицы 2** имеем:

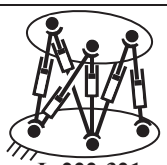
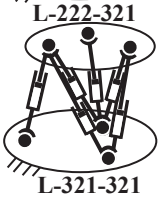
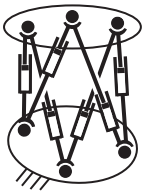
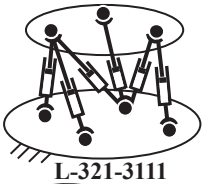
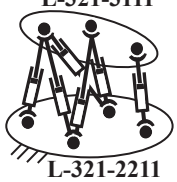
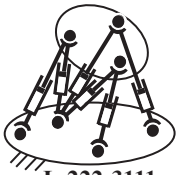
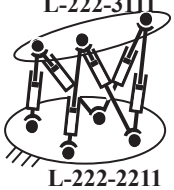
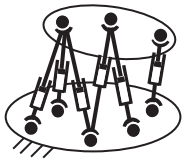
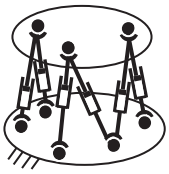
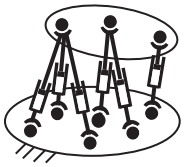
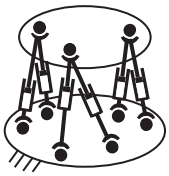
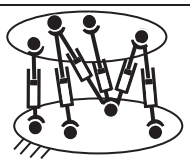
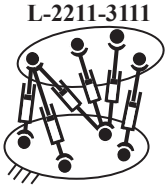
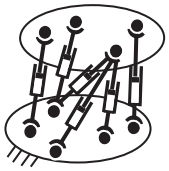
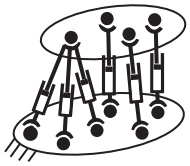
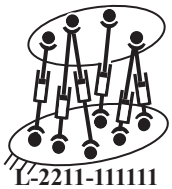
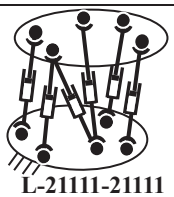
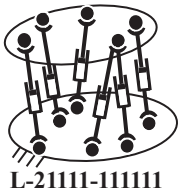
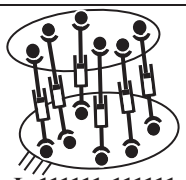
$$n=13,\ P_5=6,\ P_4=6,\ P_3=6.$$

В статье, при расчете W, для устранения местной подвижности, шесть сферических кинематических пар заменены на двухподвижные:

$$W=6\cdot 13-5\cdot 6-4\cdot 6-3\cdot 6=6.$$

Таким образом, число степеней свободы равно шести.

Таблица 2

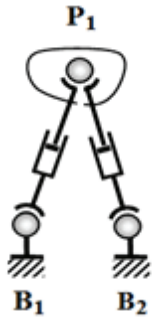
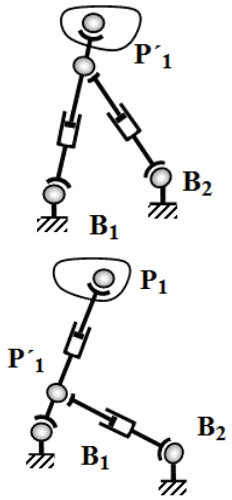
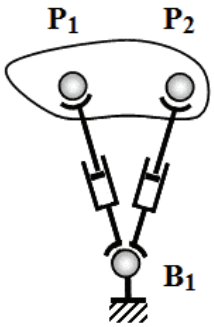
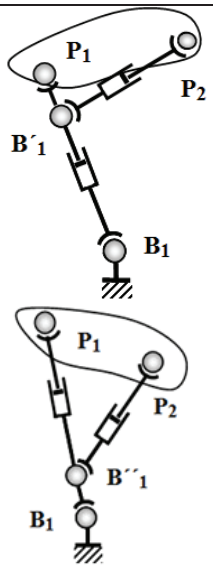
P_i \ B_i		Количество точек на основании (базе)			
		3	4	5	6
Количество точек на выходном звене (платформе)	3	 L-222-321  L-321-321  L-222-222	 L-321-3111  L-321-2211  L-222-3111  L-222-2211	 L-321-21111  L-222-21111	 L-321-111111  L-222-111111
	4		 L-2211-3111  L-3111-3111 L-2211-2211	 L-3111-21111 L-2211-21111	 L-3111-111111  L-2211-111111
	5			 L-21111-21111	 L-21111-111111
	6				 L-111111-111111

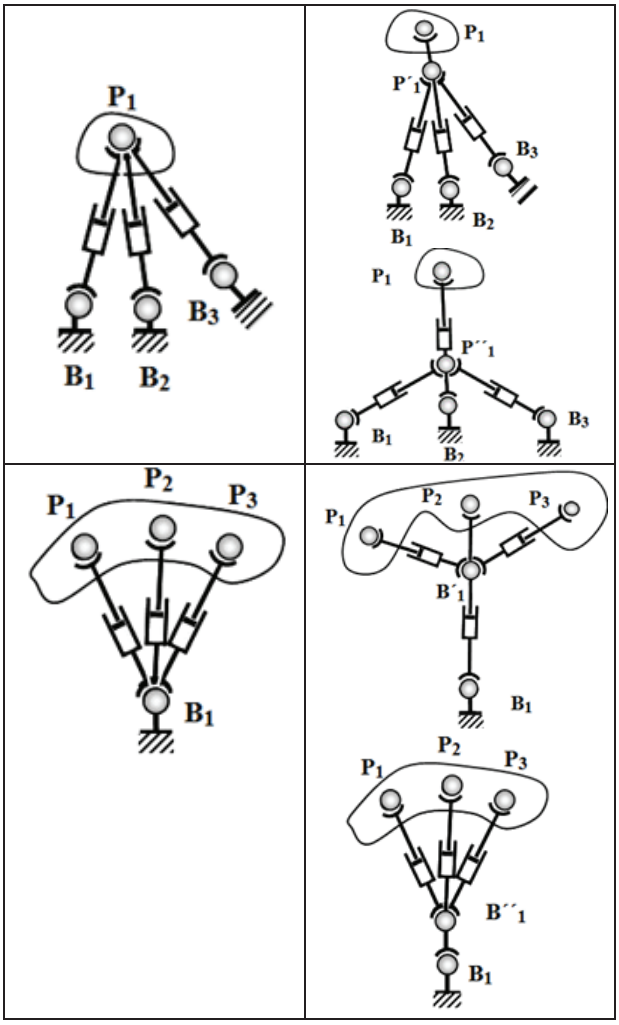
РАСШИРЕННАЯ ТАБЛИЦА КЛАССИФИКАЦИИ *l*-КООРДИНАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ С РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПРИВОДОВ МЕЖДУ ОСНОВАНИЕМ ИЛИ ВЫХОДНЫМ ЗВЕНОМ И ОДНИМ ИЗ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ЗВЕНЬЕВ

Рассмотрим варианты *l*-координатных механизмов, в которых некоторые *l*-координатные цепи крепятся не к основанию или выходному звену, а к одному из промежуточных звеньев. При этом каждой базовой схеме, введённой в **таблице 2** (в них все приводы расположены непосредственно между основанием и выходным звеном), может быть сопоставимо несколько вариантов расположения упомянутых *l*-координатных цепей или приводов, соответствующих этим *l*-координатам.

Принцип образования вышеупомянутых структурных схем представлен в **таблице 3**.

таблице 3

Исходная структура	Модифицированная структура
	
	



Можно представить четыре случая взаимного расположения *l*-координатых цепей в зависимости от того, сколько цепей сходятся в одной точке на выходном звене или основании. В левом столбце **таблицы 3** приведены различные случаи исходного расположения *l*-координатых цепей. Очевидно, что могут существовать модификации этих положений, когда соответствующие точки на основании либо на выходном звене смещаются и после этого располагаются между основанием или выходным звеном или одним из промежуточных звеньев соседних кинематических цепей (модификации типа А и типа В в **таблице 3**).

Так при схождении в одной точке P_1 или B_1 двух *l*-координат имеем четыре модифицированных варианта (точки крепления смещены в положения $P_1^{'}, P_1^{''}, B_1^{'}, B_1^{''}$).

При схождении в одной точке B_1 или P_1 трёх *l*-координат также имеют место четыре модифицированных варианта.

Продолжая анализ можно указать, что смещение одной из точек приводит к тому, что мы имеем структуру и соответственно геометрическую фигуру, не изменяющую принципов решения задачи о положениях. Указанное смещение не нарушает расположение

плоскости, в которой размещены точки основания и выходного звена. Смещаются лишь одна из точек, принадлежащих той же самой плоскости. Зная *l*-координаты при смещенном положении точек, можно восстановить *l*-координаты при исходном расположении точек. При этом алгоритм решения задач о положениях не изменятся.

В качестве примера рассмотрим структуру L-321-321. Ей соответствует четыре версии. Одна из них имеет место в том случае, когда три *l*-координаты расположены между основанием и штоками линейных двигателей соседних кинематических цепей. Другая ситуация соответствует случаю, когда три *l*-координатные цепи расположены между точками основания и цилиндрами линейных двигателей, размещенных в соседних кинематических цепях.

Третий случай характеризуется ситуацией, когда три *l*-координатных цепи расположены между точками выходного звена и цилиндрами линейных двигателей, расположенных в соседних кинематических цепях.

И наконец, четвертая версия характеризуется расположением трех *l*-координатных цепей между точками выходного звена и штоками трех цилиндров, расположенных в соседних кинематических цепях. На рисунке 2 (а, б) приведены виды двух из четырех вышеуказанных новых структурных схем.

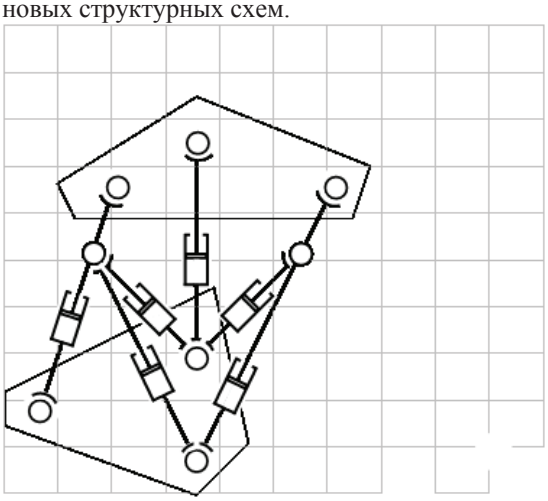


Рисунок 2.а

Можно показать, что указанное размещение некоторых *l*-координат между основанием или выходным звеном и каким-либо промежуточным звеном не меняет сущности задач о положениях, а кроме того, задач, связанных с сингулярностями, предельными положениями и др. Подобное расширение класса *l*-координатных механизмов, во-первых, имеет существенное научное значение, и во-вторых, в значительной степени расширяет функциональные возможности данных устройств.

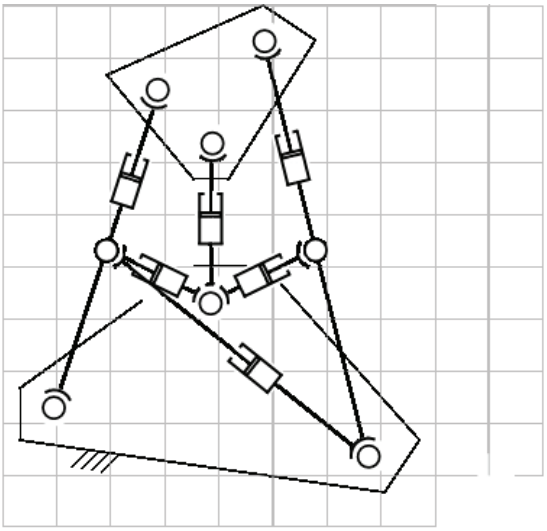


Рисунок 2.б

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в данной работе предложен принцип образования новых *l*-координатных механизмов параллельной структуры, характеризующийся тем, что без ввода дополнительных связей и за счет переноса положения точек крепления одной (или нескольких) *l*-координатных кинематических цепей с базы (выходного звена) на промежуточное звено (шток или поршень), синтезируются новые *l*-координатные механизмы.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 16-29-04273 офи_м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колискор А.Ш. *Разработка и исследование промышленных роботов на основе l-координат*. – Станки и инструмент, 1982, №12, с. 21-24.
2. Арзуманян К.С., Колискор А.Ш. *Синтез структур l-координатных систем для исследования и диагностирования промышленных роботов* / Испытания, контроль и диагностирование гибких производственных систем. М.: Наука, 1988. - 70-81 с.
3. Gough, V. E. *Contribution to discussion of papers on research in Automobile Stability*, Control and Tyre performance, Proc. Auto Div. Inst. Mech. Eng., 1956-1957, pp. 392-394.
4. Stewart, D. A *Platform with Six Degrees of Freedom.* Proc. Institute of Mechanical Engineering, 1965, pp. 371-386.
5. Hunt K.H. *Geometry of Robotic Devices*. // Institution of Engineers Austral Mechanical Engineering: Transaction. 1982. Vol. 7. .№4, pp. 213-220.
6. Merlet J.-P. *Parallel Robots*. Kluwer Academic

Publishers, 2000, 372 p.
7. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф., Модель Б.И. *«Принципы классификации и методы анализа пространственных механизмов с параллельной структурой»*, Проблемы машиностроения и надежности машин. 1990. № 1 с. 41 – 49.
8. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. *Пространственные механизмы параллельной структуры*. М.: Наука, 1991, 95 с.
9. Rashoyan, G.V., Shalyukhin, K.A., Gaponenko, E.V. *Development of structural schemes of parallel structure manipulators using screw calculus*. 2018 IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 327(4), 042090.
10. Глазунов В.А., Брио С., Аракелян В. *Новый класс манипуляционных механизмов параллельно-перекрекрестной структуры. Классификация и исследование.* // Справочник. Инженерный журнал. 2008, № 4. С. 35-40.

STRUCTURAL SYNTHESIS AND CLASSIFICATION OF NEW ℓ COORDINATE MECHANISMS WITH ACCOUNT OF LOCATION OF DRIVES BETWEEN THE FOUNDATION AND OUTPUT LINK

V.A. Glazunov, G.V. Rashoyan, A.K. Aleshin, SA Skvortsov, K.A. Shalyukhin, V.F. Yudkin, A.S. Galigerova, A.V. Antonov

Institute of Engineering Science A.A. Blagonravov, Russian Academy of Sciences, Russia

e-mail: gagik_r@bk.ru , vaglznv@mail.ru

ABSTRACT

In this paper, we consider the synthesis problems and the extended classification of new spatial l-coordinate manipulation mechanisms of a parallel structure. The proposed mechanisms in comparison with the well-known classification of A.Sh. Koliskora and K.S. Arzumanyan [1, 2] differ in that the drives can be located not only between the base and the output link, but also between one of these links and some intermediate link. Such development of the structural diagrams will make it possible to significantly change the functionality of these mechanisms, in particular, to locate the drives outside the work area, and thereby to change and expand the scope of their application. From the standpoint of constructive design, this will simplify complex articulations by improving known technical solutions that were previously considered less technologically advanced.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-42

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОБОТИЗИРОВАННОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ 3D ПЕЧАТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ И КОНСТРУКЦИЙ

Л.А. Рыбак[1], Ю.А. Мамаев[2], В.С. Кузьмина[1], Д.И. Малышев[1], Л.Г. Вирабян[1]

[1]БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, Россия, эл. почта: rl_bgtu@intbel.ru
[2] ООО «Карботек», Белгород, Россия, эл. почта: rl_bgtu@intbel.ru

АННОТАЦИЯ

В статье рассмотрены проблемы проектирования роботизированного комплекса для 3D печати строительных изделий и конструкций. Комплекс включает модуль главных перемещений на основе портальной конструкции, обеспечивающий перемещение подвижной платформы для крепления рабочего органа, а также модуль точных перемещений рабочего органа на базе гексапода. Разработана конструкция роботизированного комплекса, а также его виртуальная модель для решения задач кинематического и динамического анализа на основе CAD/CAM/CAE-системы NX. Синтезированы алгоритмы управления движением выходного звена гексапода и подача материала печатающую головку. Разработаны специализированные программные компоненты для реализации послойной 3D печати на базе стандартных программных инструментов управления роботом-гексаподом FANUC. Представлены результаты математического моделирования.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время для различных промышленных отраслей все более характерно применение 3D-печати для изготовления различных изделий, образцов новой продукции, прототипов и макетов для проверки собираемости сборочных изделий и др. На 3D-принтере возможно получить трехмерную модель практически любой сложности на основе данных из CAD-программ. 3D-печать может осуществляться разными способами (лазерная и струйная технологии) при помощи различных материалов, но в основе каждого из них лежит принцип послойного создания твёрдого объекта.

Использование роботизированных комплексов для быстрого прототипирования позволяет значительно расширить функционал и рабочую зону 3D-принтеров. Технологии создания роботизированных комплексов для систем быстрого прототипирования появились в Японии и США в конце 1980-х – начале 1990-х годов. Быстрое прототипирование определяется как аддитивный процесс изготовления трехмерного объекта с помощью последовательного нанесения слоев материала. Многие системы быстрого прототипирования используют различные типы материалов и аддитивных технологий, в частности полномасштабные строительные технологии для «печати» зданий и строительных блоков [1]. Основные исследования и разработки, направленные на использование 3D-печати, в настоящий момент осуществляются за пределами России. При этом среди имеющихся образцов технических решений, которые являются конечными продуктами для потребителей, можно назвать лишь несколько единичных экземпляров.

Основные публикации по тематике использования 3D-печати, в настоящий момент осуществляются за пределами России. Из российских публикаций можно отметить лишь отдельные публикации, содержащие описания технологий и ссылки на зарубежные разработки [2-4]. Среди разработчиков можно отметить фирму ЗАО «Спецавиа» (г. Ярославль), которая занимается разработкой моделей лабораторных строительных принтеров [5]. Основным недостатком предложенных

решений является ограниченная высота конструкций до 2,7 м для самого большого из принтеров, а также то, что точность представлена для перемещения механизмов, а не конечного рабочего органа.

Среди зарубежных публикаций можно отметить следующие публикации профессора университета Южной Калифорнии Берока Кошневица. В статье [6], в которой рассматриваются вопросы создания роботизированных комплексов для автоматизированного строительства, дано описание становления технологии 3D печати в компании Contour Craftingи, существующие решения, которые позволяют осуществлять печать не только отдельного конструктивного элемента здания, но также и колонии зданий без существенного усложнения алгоритмов управления, что повышает эффективность применения данных технологий. В статье того же автора «Robotic Construction by Contour Crafting» приведены примеры конструкций, которые могут быть реализованы с помощью технологии 3D-печати. Исследование, проведенное в работе, показывает, что продукция 3D-печати имеет слоистую микроструктуру, в которой каждый слой состоит из параллельных полос. Испытания на сжатие и изгиб проводились для определения механических свойств и характеристик прочности таких материалов. Выведен критерий разрушения на основе критерия максимума напряжения для ортотропных материалов. В статье [7] представляется новая концепция разработки и изготовления промышленного робота с использованием современных методов производства и программное обеспечение 3D-моделирования. Для проектирования и оптимизации механических структур пакетирования робота был использован пакет SolidWorks. Интеграция инструментов моделирования движения в SolidWorks существенно снижает время разработки для нахождения оптимальной механической структуры робота в соответствии с промышленной задачей. Для решения прямой и инверсной кинематики робота, был использован инструмент SimMechanics компании MathWorks.

При решении задачи разработки роботизированного комплекса (РК) для реализации полномасштабных аддитивных технологий строительных изделий, композитов, конструкций и сооружений необходимо учитывать реальные условия функционирования с учетом погоды и динамических нагрузок, а также он должен иметь возможность изготовить как малые строительные конструкции, так и небольшие сооружения из различных строительных материалов. На основе существующих методов и подходов к решению такой задачи целесообразным является выбор портальной конструкции, перемещающейся по рельсам, которая обеспечивает достаточную степень жесткости и высокую точность позиционирования рабочего органа (экструдера). На **рисунке 1** представлен один из вариантов конструкции разрабатываемого роботизированного комплекса. РК состоит из двух основных модулей:

- модуль главных перемещений, обеспечивающий перемещение платформы рабочего органа,

- модуль точного позиционирования рабочего органа, которым является экструдер, установленный при необходимости на манипуляционный робот-гексапод, который крепится к платформе рабочего органа.

Такая реализация обеспечивает изготовление конструкций и сооружений из инновационных материалов размерами 4,5 м в высоту, 6 м в ширину и не менее 10 метров в длину. Применение рельсовой системы обеспечивает возможность увеличения рабочей зоны по длине. Кроме того, перспективным является применение дополнительной подвижной платформы, которая вводит и выводит печатаемую конструкцию в рабочую зону.

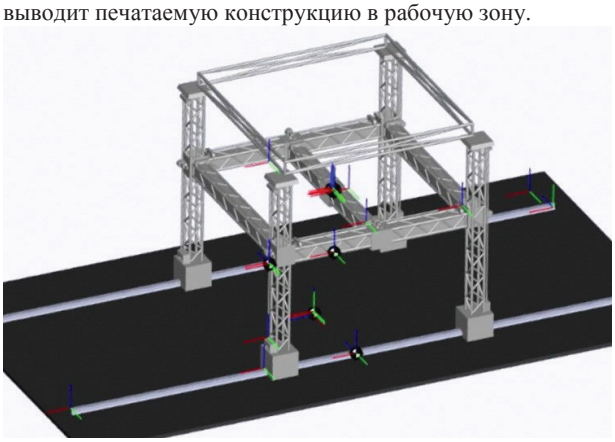


Рисунок 1. Конструкция роботизированного комплекса

В состав роботизированного комплекса (РК) входит тележка 1. **(рисунок 2, рисунок 3)** На тележке 1 монтируется исполнительный орган (гексапод). Тележка 1 установлена на двух приводах 2. Приводы 2 установлены на двутаврах, входящих в состав моста 6.

Приводы 2 обеспечивают заданное горизонтальное перемещение тележки по двутаврам моста 6 в направлении оси OX. Мост 6 установлен на двух приводах 3. Приводы 3 установлены на опорных балках 8. Приводы 3 обеспечивают заданное горизонтальное перемещение в направлении оси OY моста 6 и соответственно тележки 1 и рабочего органа. Каждая из двух опорных балок 8 установлена на двух приводах 4, обеспечивающих заданное вертикальное перемещение в направлении оси OZ относительно металлоконструкции 7. При этом обеспечивается вертикальное перемещение в направлении оси OZ этих опорных балок 8 и, соответственно моста 6, тележки 1 и рабочего органа. Таким образом, с помощью приводов 2, 3 и 4 можно обеспечить необходимое положение в пространстве рабочего органа. Кроме того, предусмотрена возможность обеспечить дополнительное горизонтальное перемещение металлоконструкции 7 в направлении оси OY. Металлоконструкция 7 имеет четыре приводных крановых колеса, установленных на рельсах. Дополнительное перемещение металлоконструкции обеспечивается четырьмя мотор-редукторами 5, надетыми на хвостовики крановых колес. Такое перемещение

металлоконструкции 7 позволят расширить зону использования рабочего органа.

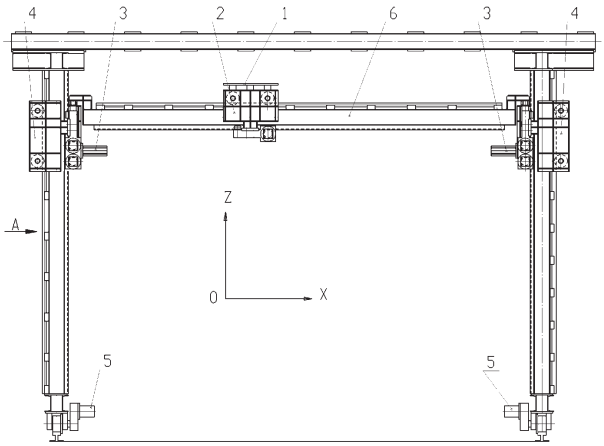


Рисунок 2. Схема РК с исполнительными механизмами

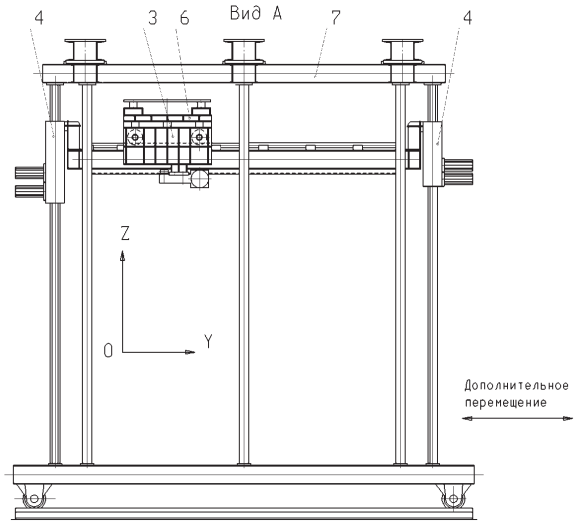


Рисунок 3. Схема РК с исполнительными механизмами

С учетом проанализированных подходов [8] система управления роботизированным комплексом является модульной и содержит:

- модуль управления нижнего уровня для портального робота главных перемещений, обеспечивающий позиционирование платформы рабочего органа по трем осям за счет формирования сигналов управления от контроллера на сервоприводы роботизированного комплекса и считывания сигналов обратной связи от датчиков;

- модуль управления нижнего уровня для системы приготовления и подачи строительной смеси в экструдер, а также контроля работы самого экструдера;

- модуль диспетчерского управления, мониторинга и контроля, который позволяет формировать задание на печать и отслеживать процесс строительства в реальном времени;

- модуль управления нижнего уровня для робота точных перемещений, к которому может быть при необходимости закреплен экструдер.

Каждый из модулей строится с использованием современных программно-аппаратных средств, в том числе промышленных программируемых логических контроллеров и современного программного обеспечения, позволяющего осуществлять преобразование трехмерных моделей конструкций и сооружений из систем автоматического проектирования в управляющие сигналы на сервоприводы роботизированного комплекса и отслеживание траектории движения экструдера для надежного и точного изготовления трехмерных строительных объектов.

Разработка 3D-моделей сборочных единиц роботизированного комплекса выполняена в CAD/CAM/CAE-системе NX. Исходными данными для создания моделей деталей служил эскизный проект роботизированного комплекса. При разработке моделей деталей РК использовались стандартные профили конструктивных элементов. Обязательным условием при разработке новой сборочной единицы является анализ пересечений и зазоров с помощью инструментов системы NX. Такой анализ позволяет проверить условия стыковки выбранных компонентов, показать, как компоненты взаимодействуют друг с другом (касание, зазор или пересечение). С помощью этого инструмента проанализированы, в частности, все соединения швеллеров и скорректирован профиль их подрезки, рассчитана глубина отверстий под крепежные элементы.

Задача кинематического анализа решена с помощью CAD/CAM/CAE-системы NX (модуль Симуляция кинематических механизмов) от компании Siemens PLM Software.

Модуль главных перемещений включает:

- механизм дискретного вертикального перемещения площадки вдоль оси Z, при этом площадка перемещается дискретно на высоты до 1-1,5 метра, и точно с использованием соответствующих винтовых или реечных механизмов перемещения;

- механизм горизонтального перемещения по оси X конструкции всего роботизированного комплекса по рельсовым путям (точность позиционирования до 10 мм) с электромагнитными фиксаторами;

- модули точного горизонтального перемещения каретки вдоль оси X и У с использованием реечных механизмов перемещения.

Модуль точного перемещения рабочего органа выполнен на основе параллельного робота **(рисунок 4)**. Основание и подвижная платформа соединены посредством шести опор, присоединенных к основанию и к подвижной платформе посредством сдвоенных сферических шарниров. Опоры приводятся в движение

посредством призматических шарниров. В основании каждой штанги расположены шаговые двигатели, которые оснащены поступательной парой винт-гайка. Вращение двигателя приводит к перемещению «гайки» вдоль «винта», в результате чего осуществляется увеличение или сокращение длины штанги. Каждая штанга соединена с верхним основанием платформы через сферические шарниры. Двигатели подключены к плате, через которую компьютер осуществляет управление механизмом.

Рисунок 4. Модуль точного перемещения рабочего органа

Общий вид симуляции кинематического механизма роботизированного комплекса, готового к расчету представлен **на рисунке 5**.

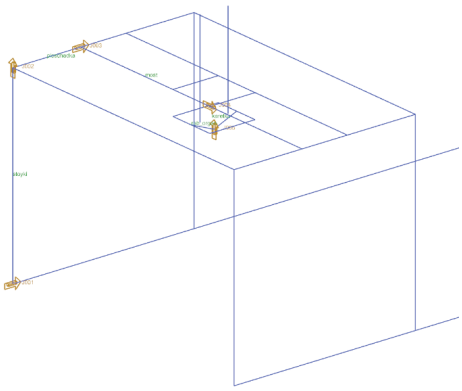


Рисунок 5. Кинематический механизм роботизированного комплекса

После построения механизма был запущен процесс предварительного расчета движения рабочего органа роботизированного комплекса. В качестве контрольной точки была выбрана крайняя нижняя точка рабочего органа (точка А, **рисунок 6**). Инструментарий модуля Симуляция кинематических механизмов позволяет изучить траектории движения, скорости, ускорения любой точки механизма. **На рисунке 6** показана траектория движения точки А за один цикл работы принтера.

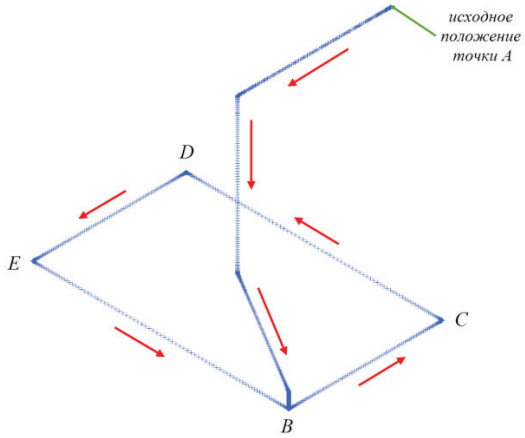


Рисунок 6. Траектория движения точки А рабочего органа

На рисунке 7 показан график изменения скорости точки А за один проход. Предварительный расчет показал, что требуемая скорость точки А обеспечена.

Рисунок 7. График изменения скорости точки А рабочего органа

Проведенный кинематический расчет, согласно предварительному эскизному проекту роботизированного комплекса, позволил сделать вывод о том, что движение рабочего органа осуществляется по требуемой траектории для производства самых сложных деталей и конструкций.

На рисунке 8 показан виртуальный механизм РК для проведения динамического анализа в NX "Симуляция кинематики". Для упрощения расчета в виртуальном механизме условно смоделированы следующие сборочные единицы: тележка с приводом, привод тележки горизонтальный, механизм вертикального перемещения моста.

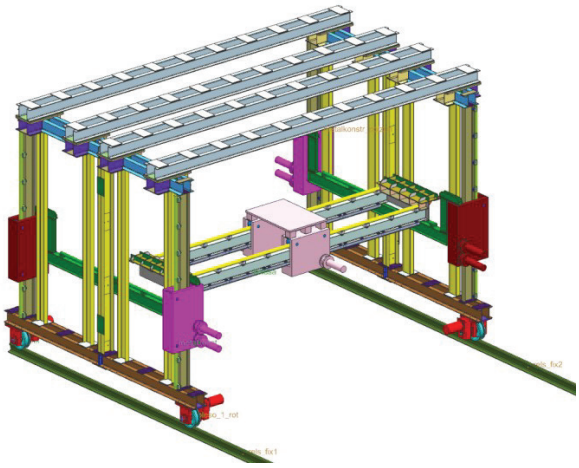


Рисунок 8. Виртуальный механизм роботизированного комплекса для динамического анализа

Проведенные расчеты 3D-модели в виртуальной среде позволили исключить основные недочеты конструкции эскизного проекта, тем самым снизив вероятность ошибок при изготовлении и монтаже роботизированного комплекса.

Синтезирован алгоритм управления движением робота-гексапода и подачи материала в печатающую головку при 3D-печати строительных изделий **(рисунок 9)**. Сигнал с контроллера Arduino MEGA 2560 *1,* платформа которого содержит 54 цифровых входов/выходов, поступает на плату расширения *2*. Плата расширения Ramps 1.4 полностью совместима с контроллером Arduino MEGA 2560 и позволяет собрать полноценный контроллер 3D-принтера. На плате так же имеются входы обратной связи от конечных выключателей, ограничивающих перемещение по осям и вход термометра экструдера. На плате дополнительно установлены разъемы для подключения карты памяти типа SD и дисплея. На плату расширения устанавливается драйвер двигателя Polulu A4988 *3,* который управляет шаговым двигателем *4.* В качестве шагового двигателя используется двигатель модели Nema 17, это самый оптимальный вариант по мощности и стоимости, а также данный шаговый двигатель широко зарекомендовал себя при конструировании 3D-принтеров. Также, с платы расширения подается напряжение 12В на нагреватель *5,* а с учетом того, что контроллер поддерживает широтно-импульсную модуляцию (ШИМ), то появляется возможность управления скоростью вентилятора. Вентилятор на 3D-принтере может быть постоянно включенным на маленькой скорости, начиная со второго слоя, потом увеличивается скорость обдува при печати маленьких слоев. Нагреватель производит нагрев печатающего материала до необходимой температуры. В качестве объекта управления в нашем случае используется сопло *6*, которое может иметь различный диаметр. Для измерения температуры экструдера и платформы в конструкции используется термодатчик T3650 *7* номиналом 100кОм. Термодатчик связан с контроллером и является очень важной частью конструкции, так как разные виды материала требуют определённых температур и их нужно постоянно контролировать.

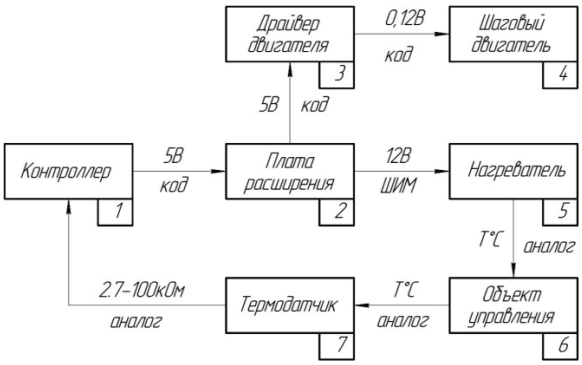


Рисунок 9. Алгоритм управления движением робота-гексапода и подачи материала в печатающую головку при 3D-печати изделий

При взаимодействии блока управления подачей печатающего материала и контроллером робота-гексапода возникают следующие сигналы:

1) RO1 – выход с робота 1 (вход в блок управления) – разрешение на нагрев печатающего материала.

а) ON – нагрев разрешен б) OFF – нагрев запрещен

2) RO2 – выход с робота 2 (вход в блок управления) – откат печатающего материала.

а) ON – откат печатающего материала назад б) OFF – откат печатающего материала вперед.

3) RO3, RO4, RO5 – выход с робота-гексапода 3, 4, 5 (вход в блок управления) – двоичный код толщины слоя печати. Толщина слоя зависит от диаметра сопла.

4) RO6, RO7, RO8 – выход с робота 6, 7, 8 (вход в блок управления) – двоичный код скорости печати на определенной толщине слоя. Скорость печати регулируется в пределах от 0 до 57 мм/сек.

Чтобы начать 3D-печать изделий необходима 3D-модель в формате.stl, которую нужно преобразовать в G-код. В нашем случае для создания 3D-моделей использовался программный комплекс Solidworks, в котором проектировались 3D-модели строительных изделий различной сложности. Программное обеспечение, которое отвечает за преобразование объемной модели в G-код, называется «слайсером». **На рисунках 10 и 11** показаны рабочее поле программы “Slicer”, куда добавлена пробная 3D-модель, и панель настроек печати (“Print Settings”).

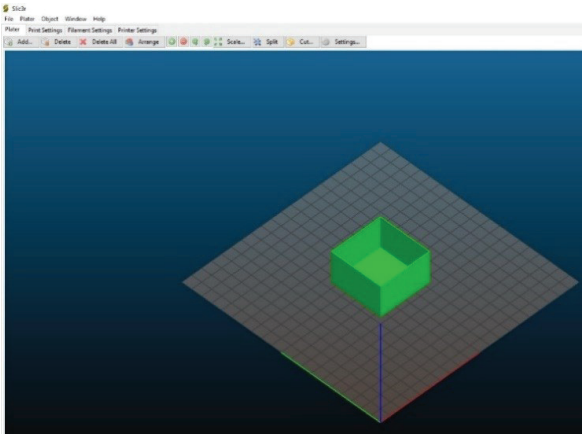


Рисунок 10. Рабочее поле программы Slicer

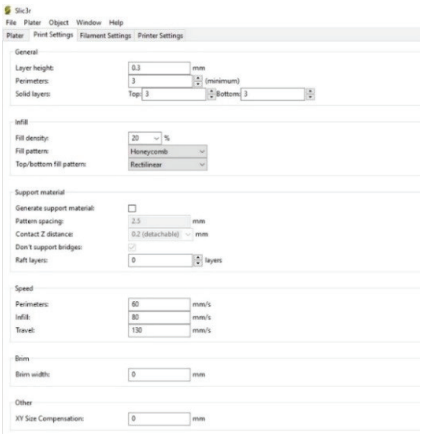


Рисунок 11. Панель настроек печати в программе Slice

Slicer позволяет перед печатью посмотреть, как размещена модель на столе, нужны ли поддержки и выбрать все нужные параметры, в том числе скорость печати, толщину слоя, процент заполнения и т.д. Экспериментируя с настройками слайсера, можно добиться отличного качества для печати разного типа моделей. Модель режется (слайстится) по слоям. Каждый слой состоит из периметра и/или заливки. Модель может иметь разный процент заполнения заливкой, также заливки может и не быть (пустотелая модель). На каждом слое происходят перемещения по осям XY с нанесением расплава печатающего материала. После печати одного слоя происходит перемещение по оси Z на слой выше, печатается следующий слой и так далее.

Одним из самых важных параметров, влияющих на качество печати является высота слоя (Layer height). При установке высоты слоя необходимо опираться на геометрию печатаемой модели и за какое время ее необходимо напечатать. При меньших параметрах печать будет осуществляться гораздо дольше. Главное правило при выставлении этого параметра: он не может превышать толщину используемого сопла. Также, необходимо выбрать высоту первого слоя в поле *First layer height.* Она, как правило, задается немного больше параметра *Layer height* для лучшего закрепления модели на столе. Поле *Perimeters* устанавливает количество слоев контура модели (или количество слоев стенки модели). Чем меньше число, тем меньше толщина стенки модели, а значит, модель будет более хрупкая. Минимально – 1, оптимально – 3-4 шт. В поле Solid *layers* необходимо добавить количество слоев с верхней (top) и нижней (bottom) закрывающих плоскостей модели (оптимально по 3-4).

Дополнительно к данным настройкам можно выбрать случайное определение точки начала печати слоя в поле *Randomize starting points*. Включение этого параметра позволяет минимизировать количество видимых швов в модели. С помощью параметра *Avoid crossing perimeters* можно выбрать будут ли пересекаться слои контура печатаемой модели. При изготовлении спиральных, пустотелых, а также тонкостенных моделей необходимо использовать печать 3D-модели по контуру без переходов, заливки и поддержек. Данный параметр можно включить вкладкой *Spiral vase*.

Вторым важным параметром настроек печати является вкладка заполнение (“Infill”). Заполнение – это заливка пустого пространства внутри модели. Чем выше процент заполнения, тем крепче получается модель, но печатается при этом гораздо дольше, поэтому значение поля зависит от требований, предъявляемых к строительным изделиям. В программе можно выбрать различные виды заполнения модели печатающим материалом **(рисунок 12)**.

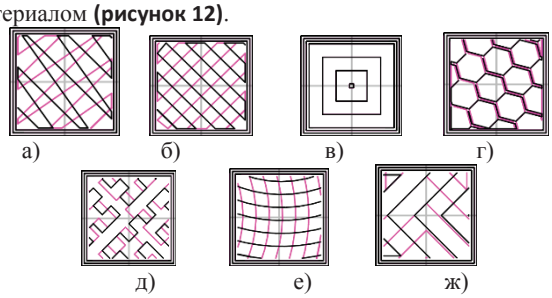


Рисунок 12. Виды заполнения модели печатающим материалом:
а) Линейное (Line); б) Прямолинейное (Rectilinear); в) Концентрическое (Concentric);
г) «Медовые соты» (Honeycomb); д) Кривая Гильберта (Hilbert Curve);
е) Хорды Архимеда (Archimedean Chords); ж) Спиральная октаграмма (Octagram Spiral)

Тип заливки (сетки) выбирается параметром *Fill pattern*. Для верхних и нижних слоев печатаемой модели можно выбрать свой вид заполнения в поле *Top /bottom fill pattern*. В целях экономии материала можно воспользоваться параметром *Infill every*. Данный параметр определяет на каких слоях будет происходить

заливка. К примеру, если в поле данного параметра установлена единица, то заполняться будут все слои, если цифра 3, то только каждый третий слой. Также, в настройках программы присутствует параметр *Only infill where needed*, который позволяет заполнять печатаемую модель материалом на усмотрении программы. При необходимости изменения угла печати сетки заполнения материалом необходимо воспользоваться параметром *Fill angle.*

Очень важным параметром при 3D-печати является скорость. В программе Slicer скорость печати выбираем в поле “Speed”. Для каждого печатаемого изделия необходимо выбирать оптимальную скорость печати, так как при увеличении скорости печати ухудшается качество модели. Отдельно можно выбрать скорость печати контура модели в поле Perimeters, скорость печати выбранного вида заполнения в поле Infill. Отдельными параметрами в программе регулируется скорость печати внутреннего слоя контура (*Small perimeters)* и скорость печати наружного слоя контура (*External perimeters).* Если необходимо выбрать скорость печати горизонтальных плоскостей, например, крышки или основании, то необходимо воспользоваться вкладкой *Solid infill*. Скорость печати поддержек регулируется вкладкой *Support material*. Этот параметр нужно выставить чуть ниже основной скорости, так как сами по себе поддержки довольно хрупкие и, если печатать их быстро, то они не смогут обеспечить нормальной устойчивости поддерживаемым элементам. Вкладкой *Bridges* регулируют скорость печати мостов. Мостом называется процесс натягивания материала на определенную дистанцию между двумя точками на одном слое. Скорость заполнения участков со стопроцентной заливкой, т.е. площадь которых меньше указанного в поле *Solid infill threshold area* значения выставляется в параметре *Gap fill*. Для лучшего закрепления печатаемого изделия скорость печати первого слоя задается меньше остальных на 30-50% и задается во вкладке *First layer speed,* а скорость перемещения печатающей головки при переходе с одного слоя на другой при выключенной подаче материала задается параметром *Travel*.

Также, среди настроек печати во вкладке “Advanced” можно выбирать опции для печатающего материала. Например, параметр Default *extrusion width* регулирует количество выдавливаемого печатающего материала в мм. Если установлен "0", то программа автоматически настраивает этот параметр в зависимости от модели. Параметр *First layer* обозначает количество выдавливаемого печатающего материала для первого слоя в мм. Как правило, ставится большее значение, чем по умолчанию (Default extrusion width), чтобы материал модели лучше прилипал к столу или рабочей поверхности. Параметр *Perimeters* определяет количество выдавливаемого печатающего материала для внешних слоев модели (обводки, периметра), а параметр *Infill* – количество выдавливаемого печатающего материала для заполнения модели. В поле *Support material* вводится количество выдавливаемого печатающего материала при печати поддержек. Лучше данную величину использовать в процентах и ставить больше, чем основной параметр – поддержки будут прочней и смогут лучше удерживать подвешенные элементы.

Перед началом 3D-печати необходимо выставить температурные режимы нагрева печатающего материала, а также в зависимости от использованного материала и его охлаждение. В поле *Diameter* выбираем диаметр сопла в мм, а в поле *Extrusion multiplier* – количество подаваемого печатающего материала в мм. В поле *Extruder* вводим температуру экструдера для первого слоя (First Layer) и последующих слоев (Other Layers) в зависимости от типа печатающего материала. В поле *“Cooling” (”Охлаждение”)* выбираем параметры охлаждения для некоторых видов печатающих материалов. В поле *Keep fan always on* можно выбрать постоянную работу вентилятора. Параметр *Fan speed* определяет минимальную скорость обдува (Min)и максимальную (Max). В поле *Disable fan for the first layers* можно выставить отключение обдува для указанного количества слоев, начиная с первого, а в поле *Enable fan in layer print time is below* – включение обдува, если печать слоя занимает больше указанного количества секунд.

После того как выбраны все основные настройки 3D-печати можно открыть предварительный просмотр печатаемого изделия со всеми поддержками, «юбками», мостами и т.д. **(рисунок 13)**. А также, можно наглядно увидеть выбранный вариант заполнения изделия печатающим материалом **(рисунок 14)**.

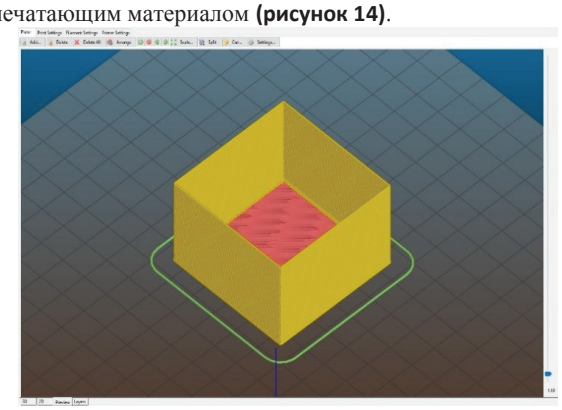


Рисунок 13. Предварительный просмотр печатаемого изделия в программе Slicer

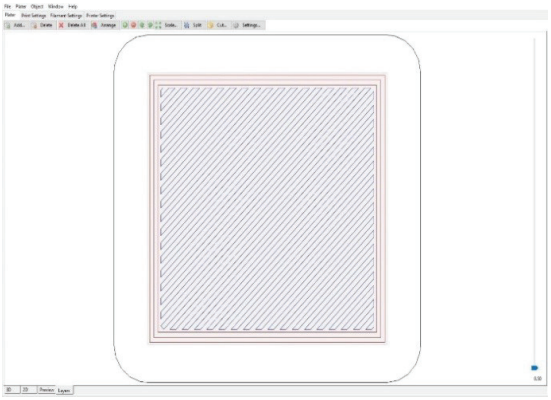


Рисунок 14. Просмотр выбранного варианта заполнения модели печатающим материалом в программе Slicer

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, разработанные алгоритмы и управляющие программы позволяют универсализировать их для выполнения 3D-печати изделий. Программа управления на основе данного алгоритма более простая, а также универсальная, что позволяет применять ее ко всей серии роботов с подобным контроллером. Разработан робототехнический комплекс для 3D-печати изделий различных размеров при помощи выходного сопла, которое производит распыление рабочего вещества, а также приводятся основные настройки 3D-печати, с правильным выбором которых можно достичь необходимого качества получаемых моделей изделий.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда, Соглашение № 16-19-00148.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. John, G.E. and Hiroshi, S. (1996) ‘Construction automation: demands and satisfiers in the United States and Japan’, Journal of construction Engineering and Management, Vol. 122, pp.147–151.
2. Веевник, И.С. 3D Принтеры // Материалы 70-й научно-технической конференции студентов и аспирантов "Актуальные проблемы энергетики. СНТК 70", Минск 2014. – С. 230.
3. Шейко, Т.И. Аналитическая идентификация 3D-дома для реализации технологий 3D-печати / Т.И. Шейко, Ю.С. Литвинова, К.В. Максименко-Шейко // XII Всероссийское совещание по проблемам управления ВСПУ-2014. М, С. 9364 – 9373.
4. Малышева В. Л., Красимирова С. С. Возможности 3D принтера в строительстве // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук, № 12-2 / 2013.
5. Строительные 3D принтеры. URL: http://specavia.pro/catalog/stroitelnye-3d-printery/
6. «Automated construction by contour crafting-related robotics and information technologies» / Automation in Construction Volume 13, Issue 1, January 2004, The best of ISARC 2002, pp. 5 – 19.
7. Mechanical properties of structures 3D printed with cementitious powders. / Feng, Peng; Meng, Xinmiao; Chen, Jian Fei; Ye, Lieping. In: Construction and Building Materials, Vol. 93, 15.09.2015, p. 486-497.
8. Рыбак Л.А., Мамаев Ю.А., Вирабян Л.Г. Синтез алгоритма коррекции траектории движения выходного звена робото-гексапода на основе теории искусственных нейронных сетей им. В.Г. Шухова. -2016.- №12.-С. 142–151.

DESIGNING OF THE ROBOTIC COMPLEX FOR 3D PRINTING OF BUILDING PRODUCTS AND CONSTRUCTIONS

L.A. RYBAK, Yu.A. MAMAEV, V.S. KUZMINA, D.I. MALYSHEV, L.G VIRABYAN

Belgorod State Technical University “V.G. Shukhov” and LLC “Karbotek”, Belgorod, RUSSIA

ABSTRACT

The article deals with the problems of designing a robotic complex for 3D printing of building products and constructions. The complex includes a module for the main displacements, based on the portal structure, which provides the movement of the movable platform for fixing the working tool, as well as the module for precise displacements of the working tool on the hexapod base. The design of the robotic complex, as well as its virtual model for solving the problems of kinematic and dynamic analysis based on CAD / CAM / CAE-system NX, is developed. The algorithms for controlling the motion of the output unit of the hexapod and the supply of the material to the print head are synthesized. Specialized software components are developed to implement layered 3D printing based on standard software tools for robot hexapod FANUC controlling. The results of mathematical modeling are presented.

СЕКЦИЯ C:

Производство / Обработка / Режущие инструменты

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018/ MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-07

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОРУНДОВЫХ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН

АРЗУМАНЯН Алексан Мкртычевич

Национальный политехнический университет Армении, Гюмрийский филиал, Гюмри, Армения
arzal@yandex.ru

АННОТАЦИЯ

Проведен широкий анализ в исследованиях процесса кинетики разрушения, прочности и износостойкости в области физики твердого тела, проведенными Шпейзманом В.В. и Жога Л.В. Авторы принимали, что под механической прочностью надо понимать наибольшее допустимое напряжение, превышением которого исчерпывается несущая способность материала за счет разрушения в электрическом и механическом полях. Обосновано, что разрушение режущих пластин происходит за небольшой промежуток времени, когда на режущей части пластины появляются мелкие сколы или трещины. Эти скалывания охватывают более крупные частицы режущего материала. Оценка хрупкой прочности корундовых режущих пластин проведена методом определения предельной подачи. Установлено, что при некоторой величине подачи, носящей название экономической, среднее время работы режущих пластин до поломки равно периоду стойкости. Отношение предельной и экономической подачи является фактическим коэффициентом запаса хрупкой прочности. Немаловажным фактором является также возможное гидролитическое разрушение корундовой пластины. При облучении режущей пластины источником света наблюдается повышение износостойкости режущего элемента.

ВВЕДЕНИЕ

Предотвращение хрупкого разрушения корундовых режущих пластин является одной из важнейших задач прерывистой обработки цветных металлов и сплавов.

Хрупкое разрушение инструмента является результатом постепенного развития и накопления микротрещин в некоторых, так называемых, опасных точках, где нормальные напряжения достигают предельных значений. С увеличением внешней нагрузки микротрещины сливаются и происходит хрупкое разрушение.

В работе Жога Л.В. установлено, что зарождение и медленное подрастание трещин до критического размера, контролируется подвижностью и характером взаимодействия дислокаций[1,4]. Поэтому влияние электропластических, а также фотопластичских эффектов, на их динамику должно отражаться на долговечности образца.

Проведенные исследования кинетики хрупкого разрушения материалов[1,2] в механических и электрических полях стимулировали постановку работы, где с физических позиций изучаются и анализируются характеристики хрупкого разрушения в механическом и электрическом полях. Авторы [3,4] принимал, что под механической прочностью мы будем понимать наибольшее допустимое напряжение, превышением которого исчерпывается несущая способность материала за счет разрушения.

Прогнозирование и предотвращение хрупкого разрушения материалов является одной из важнейших задач физики и механики твердого тела. Надежное прогнозирование возможно только в том случае, если учитывать кинетику хрупкого разрушения, т.е. рассматривать процесс в его развитии. В настоящее время известны

исследования поведения трещин, структурных особенностей хрупких тел различной природы, разработаны математические модели разрушения[3].

Основной характеристикой разрушения в механическом поле принимается долговечность τ – время от момента приложения нагрузки к образцу до его разрушения. При простых режимах нагружения внешние условия (механические напряжения и температура T) и внутренние условия (параметры структуры, определяющие скорость разрушения, т.е.
величину τ) постоянны в течение времени τ.

В настоящее время не имеется разработанных математической и физической моделей разрушения режущих пластин из монокристаллических режуших пластин. На основании литературного анализа мы отдали предпочтение теории микроразрушения хрупких материалов американского ученого Б.Л. Авербаха [5], который считает, что хрупкое разрушение материала происходит через микропластическое течение в устье разрушающей трещины и отрывом по площадкам максимальных нормальных напряжений растяжения.

Разрушению всегда предшествует локальное пластическое течение, которое в форме скольжения или двойникования имеет место в окрестности поверхностей разрушения в каждом материале и в результате этого течения возникает основная доля концентрации напряжений. Область чистого пластического течения во всем образце может быть мала, но она всегда есть. Основные пути снятия локальной концентрации напряжений состоят или в скольжении, или в образовании микротрещин, которые в зоне пластического течения растут, распространяются назад и сливаются с основной трещиной. Авербах считает, что разрушение считается хрупким, если в условиях плоской деформации трещина развивается таким образом, что пластческие деформации малы везде, за исключением непосредственной окрестности трещины[5,6].

1. ОЦЕНКА ХРУПКОЙ ПРОЧНОСТИ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН

В качестве характеристик хрупкой прочности инструментального материала при непрерывном резании могут служить предел прочности при одноосном растяжении $\sigma_в$ и предел прочности при одноосном сжатии $\sigma_{-в}$ [7,8].

При малых углах заострения характеристикой хрупкой прочности режущей части резца из синтетического корунда может служить предел прочности на растяжение $\sigma_в$.

В настоящее время в литературе нет данных о пределе прочности при одноосном растяжении синтетического корунда. Однако, на основании работы [7] можно приближенно определить предел прочности на растяжение по выражению:

$$\sigma_в = (0{,}5 \div 0{,}7)\sigma_{из} \qquad (1)$$

где $\sigma_{из}$ – предел прочности при изгибе, $\sigma_в \approx 0{,}18 \div 0{,}35$ Гпа.

При принятой нами рациональной форме корундовых режущих пластин в виде прямоугольного параллелепипеда или куба, когда углы заострения β и β_1 равны 90^0, резание осуществляется с отрицательными передними углами. В этих условиях характеристикой хрупкой прочности режущей части корундовой пластины уже является предел прочности на сжатие, величина которого составляет $\sigma_{-в} = 0{,}50 \div 0{,}20$ ГПа.

В настоящее время расчет прочности режущей части пластины производят методом допускаемых напряжений [7,8]:

$$\sigma_{экв.\max} \le [\sigma] = \frac{\sigma_L}{n_L} \qquad (2)$$

где σ_L – некоторое предельное, для данного материала, напряжение, n_L– коэффициент запаса прочности, $\sigma_{экв\max}$ – максимальное эквивалентное одноосное растягивающее напряжение, равноопасное заданному сложному напряженному состоянию некоторой, так называемой, опасной точки.

Коэффициент n_L в этих случаях обозначается через n_B и является коэффициентом запаса хрупкой прочности.

Для расчета эквивалентных напряжений в опасных точках А.И. Бетанели [7] предложил известную формулу,

$$\sigma_1 = -\frac{2P}{rb}\left\{\frac{\cos\left[v_0 - \left(\frac{\beta}{2}+\gamma\right)\right]\cos\left[\varphi - \left(\frac{\beta}{2}+\gamma\right)\right]}{\beta + \sin\beta} + \right.$$

$$\left. + \frac{\sin\left[v_0 - \left(\frac{\beta}{2}+\gamma\right)\right]\sin\left[\varphi - \left(\frac{\beta}{2}+\gamma\right)\right]}{\beta - \sin\beta}\right\}$$

где учитываются следующие величины: P - равнодействующая сила на передней поверхности, v_0 – угол действия равнодействующей силы P, b - ширина среза, C – ширина контакта стружки с передней поверхностью, β – угол заострения; γ – передний угол; k_0 – коэффициент, определяющий расстояние от режущей кромки до опасной точки.

Коэффициент запаса хрупкой прочности принимается в зависимости от стоимости и

ответственности конструкций с учетом однородности, хрупкости материалов и т.п. [7]. Для более дешевых инструментов – резцов $n_в = 1{,}2 \div 1{,}5$, а для протяжек $n_в = 2 \div 3$.

Оценка хрупкой прочности корундовых пластин стандартными характеристиками $\sigma_в$ и $\sigma_{-в}$ очень затруднительна из-за сложности определения $\sigma_в$ и $\sigma_{-в}$. Следует заметить, что до сих пор сравнительно удовлетворительные результаты были получены только при определении прочности корунда методом статического изгиба. Значения прочности корунда при растяжении или сжатии в результате с влияния захватов или опор пресса дают больший разброс по сравнению с испытанием на изгиб. Кроме того, испытания на растяжение требуют изготовления фасонных образцов с головками, сделать которые из корунда представляется чрезвычайно затруднительным. Поэтому хрупкая прочность режущей части корундовых пластин может быть оценена методом определения предельной толщины среза или предельной подачи при несвободном резании [7,8]. Сущность этого метода заключается в том, что обработка осуществляется до образования сколов режущей части пластины с целью определения предельных толщин среза.

Т.Н. Лоладзе и Г.В. Бокучава [8] установили, что при заданной форме режущей части пластины сколы наступают при определенных толщинах среза. При увеличении угла заострения увеличивается величина предельной толщины среза.

Из вышесказанного следует, что принятая нами форма корундовых пластин благодаря большому значению угла заострения ($\beta = \beta_1 = 90^0$) обеспечивает высокую хрупкую прочность и способствует осуществлению обработки при сравнительно значительных величин толщины среза.

Исследование [7] показало, что по мере уменьшения подачи по сравнению с предельной подачей время работы до поломки возрастает. При некоторой величине подачи, носящей название экономической, среднее время работы режущих пластин до поломки равно периоду стойкости. Отношение предельной $(S_{прд})$ и экономической $(S_{эк})$ подачи может характеризовать поведение режущей части пластины при данных условиях обработки.

Отношение

$$n = \frac{S_{прд}}{S_{эк}} \qquad (3)$$

является фактическим коэффициентом запаса хрупкой прочности, величина (n) которого для средних и маломощных станков равна 2,5.

На основании вышесказанного, представляется возможным оценивать режущие свойства корунда при изучении механизма хрупкой прочности в зависимости от свойств корунда и обрабатываемого материала, среды и т.д.

Предельная подача при обработке цветных сплавов корундовыми режущими пластинами определялась при геометрии режущей части $\alpha = 5^0, \gamma = -5^0, \alpha_1 = 5^0, \lambda = 5^0, r = 0{,}3$ мм при скорости резания $v = 140$ м/мин и глубине $t = 0{,}05 \div 0{,}4$ мм.

Корунд является анизотропным веществом, что обуславливает различную хрупкую прочность режущей части режущих пластин. Действительно, при обработке цветных сплавов корундовыми режущими пластинами, изготовленными согласно первой ориентационной схеме (где оптическая ось перпендикулярна оси второго порядка)[10], предельная подача при ориентации режущих пластин $\theta = 30^0$ в среднем в 1,7 раза больше по сравнению с предельной подачей, полученной при ориентации $\theta = 120^0$.

Исследования показали, что уменьшение внутренних напряжений режущих пластин приводит к увеличению предельной подачи. При обработке бронзы БрАЖ 9-4 режущими пластинками из трехкратно-отожженого лазерного рубина и лейкосапфира предельная подача получается в 1,5 раза больше, чем при обработке пластинками из неотожженого рубина и лейкосапфира. Наблюдается также увеличение хрупкой прочности на изгиб в пределах 30-40% после термообработки.

Предельная подача при прочих равных условиях независимо от добавок, характеризующих разновидность корунда (лейкосапфира и рубина) получается одинаковой. Сказанное подтверждается при обработке бронзы БрАЖ 9-4 трехкратно-отожжеными лазерными рубинами и лейкосапфирами.

Следует отметить, что во время экспериментальных исследований предельные подачи корундовых режущих пластин, вырезанных как из одной, так и из разных полубулек, получаются со значительными разбросами. Это связано с неоднородностью кристаллов корунда, то есть с наличием в полубульках мозаичной структуры, следов пластической деформации и др. Указанные дефекты по данным работам могут значительно менять прочность кристаллов.

Исследования показали, что величина предельной подачи сильно зависит от значений касательных напряжений на условной плоскости сдвига обрабатываемого материала. При обработке медных сплавов с повышением угла сдвига, величина предельной подачи уменьшается. Самая большая предельная подача получается при обработке бронзы БрОЦС 5-5-5, а наименьшая – при обработке бронзы БрАЖ 9-4.

При обработке бронзы БрОЦС 5-5-5 скалывание режущих пластин наблюдались при подаче $S_{прд} = 0{,}8$ мм/об и глубине $t = 0{,}4$ мм.

При обработке дюралюминия Д16 (без применения СОТС) предельная подача получается меньшей, что объясняется нами сродством корунда и дюралюминия Д16. В этом случае наблюдается интенсивное схватывание с режущей пластиной, стружка затормаживается передней поверхностью, что вызывает скол резца. Это явление особенно усиливается при меньших скоростях (v <170 м/мин).

Например, при скоростях $v = 140$ и 280 м/мин при ориентации режущих пластин согласно [8,9] предельные подачи соответственно составляют $S_{прд} = 0{,}16$ и 0,22 мм/об.

Как показали опыты (табл.4), хрупкая прочность режущей части пластины сильно увеличивается при использовании в качестве СОТС керосина. Применение последнего столь эффективно, что даже при $S_{пр} = 0{,}8$ мм/об и $t = 0{,}3$ мм не наблюдались скалывания режущих пластин. Это связано с проникновением керосина в контактые зоны режущей пластины с обрабатываемым материалом, что способствует уменьшению схватывания.

Установлено, что СОТС не влияет на хрупкую прочность режущей части пластины при обработке медных сплавов. Доказательством этого может служить обработка латуни ЛС 59-1 всухую и с применением керосина.

Разрушение режущих пластин происходит следующим образом. За небольшие промежутки времени, порядка нескольких десятков секунд, на режущей части кромки пластины появляются мелкие сколы или трещины – очаги последующих аварийных сколов и поломок пластин. Эти скалывания охватывают более крупные частицы режущего материала, при этом поверхность скалывания получает характерный для хрупкого разрушения кристаллический излом (рис.1), меняющийся в зависимости от усилий резания.

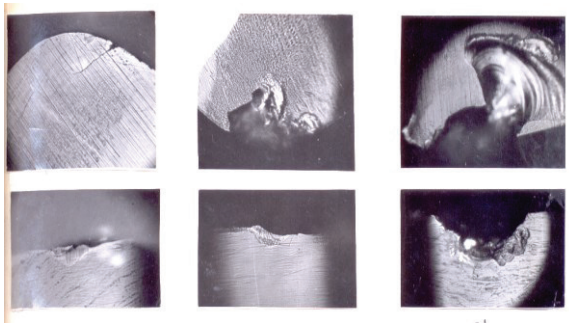


Рисунок 1. Микрофотография режущих пластин после хрупкого разрушения (ув. 120^{x}) .

Скалываемый объем превосходит размеры объема контактов зоны режущей пластины со стружкой и обрабатываемым материалом. Эти результаты полностью совпадают с выводами А.И. Бетнели [6].

Для удаления с режущих кромок и поверхностей трещин и сколов, неизбежных после доводок, режущие пластинки корунда после доводки были подвергнуты химической полировке, т.е. травлению в расплавленной буре в течениии 3-5 мин.

На основании работы [6] мы, принимая величину коэффициента запаса хрупкой прочности (n) для резцов из синтетического корунда равный 2,5, определяли экономические подачи и установливили, что в опасных точках передней поверхности режущей пластины величины действующих напряжений были ниже допускаемых.

Из работы [5] следует, что хрупкая прочность режущей части пластины мало зависит от изменения скорости резания. Следовательно, хрупкая прочность корундовых режущих пластин при применяемых практических скоростях резания также высока, за исключением обработки деформируемых алюминиевых сплавов при скоростях ниже 70 м/мин.

Исходя из того, что при тонкой обработке применение больших подач ограничивается шероховатостью обработанной поверхности, тонкая обработка цветных сплавов корундовыми режущими пластинами осуществляется при подачах более низких, нежели рассчитанные экономические. Это означает, что корундовые режущие пластины при подачах $S_{пр} = 0{,}01 - 0{,}06$ мм/об при некоторых ориентациях имеют большую хрупкую прочность. Установлено, что режущие пластины имеют большую хрупкую прочность и при глубинах $t = 0{,}03 - 0{,}2$ мм.

Из вышесказанного следует, что корундовые режущие пластины при применяемых нами режимах обработки имеют высокую хрупкую прочность. Исключение составляют неоднородные пластинки, режущая часть которых в некоторых ориентациях скалывается при более низкой подаче $S_{пр} = 0{,}021$ мм/об, чем экономическая.

2. ОЦЕНКА ПЛАСТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН

Известно,что при определенных условиях обработки режущая часть инструмента подвергается пластической деформации, вследствие чего происходит разогрев и размягчение контактных слоев, что приводит к потере прочности режущей части инструмента [5].

Пластические деформации в инструменте начинаются в определенной области, где действующее эквивалентное напряжение достигает предела текучести режущего материала при растяжении.

Однако для хрупких материалов невозможно определить предел текучести в условиях одноосного растяжения, поэтому предел текучести был получен с помощью измерений твердости материала, т.к. между ними существует линейное соотношение.

По данным Т.Н. Лоладзе [5] коэффициент запаса пластической прочности можно приблизительно определить из выражения:

$$n_T \approx \frac{\sigma_T}{\sigma_{экв}} \approx \frac{H_u}{\sqrt{H_\phi^2 + H_k^2}} \qquad (4)$$

где H_u – твердость инструментального материала в контактных слоях при температуре резания, H_ϕ – твердость обрабатываемого материала при условной плоскости сдвига, $H_к$ – твердость обрабатываемого материала при температуре резания.

Для определения коэффициента запаса пластической прочности Π_T необходимы данные по температурным зависимостям твердости заданного инструментального и обрабатываемого материалов в контактных слоях, а также в условной плоскости обрабатываемого материала. При $n_T \geq 1$ пластическая деформация не происходит, а при $n_T \leq 1$ контактные слои инструментального материала подвергаются пластической деформации. При значении $n_T = 1$ определяется предельная температура резания, а по этой температуре для заданных конкретных условий обработки – также и предельно-допустимые режимы резания.

Из вышесказанного следует, что если твердость инструментального материала во всем диапазоне температур контакта, вплоть до температуры плавления обрабатываемого материала больше, чем твердость обрабатываемого материала по условной плоскости сдвига, то при любых практически возможных условиях резания режущая часть пластины не будет подвергаться пластическому разрушению.

Пластическая прочность корундовых пластин при тонколезвийной обработке цветных и черных сплавов оценивалась на основании работ Т.Н. Лоладзе и Г.В. Бокучава [5,6]. Поэтому специальных исследований для определения запаса пластической прочности нами не проводились.

Считая, что температурная зависимость твердости (H~θ), выведенная Т.Н. Лоладзе и Г.В. Бокучава для электрокорунда, будет верна и для корунда, можно сказать, что до температуры плавления цветных сплавов твердость корунда значительно выше, чем твердость этих сплавов. Из этого следует, что при обработке цветных сплавов при любых условиях резания корундовые пластины не будут подвергаться пластическому разрушению.

При относительно высоких скоростях резания, когда температура в контактных слоях выше, чем в зоне сдвига, и близка к температуре плавления обрабатываемого материала, коэффициент n_T определяется отношением [5, 6]:

$$n_T = \frac{H_u}{H_\phi} \qquad (5)$$

Исследования Г.В. Бокучава [8] показали, что коэффициент запаса пластической прочности при обработке низкоуглеродистых, низкопегированных сталей и других черных сплавов электрокорундом выше единицы. Однако существует ограничение пластической прочности электрокорунда при температурах выше 1100^0С, когда твердость электрокорунда значительно падает.

Установлено, что скольжение корунда под действием механических напряжений наблюдается при температурах 1300-1400^0С [6]. Этот результат совпадает с выводами Т.Н. Лоладзе и Г.В. Бокучава и подтверждает верность наших предположений в отношении корунда.

Д.М. Летун [14] высказал мнение, что при точении бронзы БрОЦС 4-3 и латуни ЛС 59-1 со скоростями резания свыше 250 м/мин, износ корундовых режущих пластин происходит за счет оплавления режущей кромки. Однако автор ничем не доказывает достоверность своих выводов.

Исследования Т.Н. Лоладзе и Г.В. Бокучава [7,8] показали, что твердые сплавы дают возможность обрабатывать медь, латунь, бронзу и алюминиевые сплавы с практически неограниченными скоростями резания. Но из температурной зависимости твердости инструментальных материалов видно, что при всех температурах твердость корунда всегда выше, чем твердость металлокерамического сплава. Кроме того, при точении латуни ЛС 59-1 со скоростями резания $v = 250 \div 610$м/мин нами определена средняя температура резания, которая составляет $\theta = 240 \div 410^0 C$.

Из вышесказанного следует, что корундовые режущие пластины при обработке латуни ЛС 59-1 и бронзы БрОЦ 4-3 со скоростью резания свыше 250 м/мин не оплавляются, и они имеют большую пластическую прочность при практически неограниченных скоростях резания.

Таким образом, пластическая прочность корундовых режущих пластин при обработке цветных и черных сплавов независимо от условий резания высокая. Однако при обработке некоторых тугоплавких сплавов при высоких режимах резания могут произойти пластические разрушения инструмента.

Наличие высокой хрупкой и пластической прочности является необходимым, но недостаточным условием экономически эффективной работы инструмента. Резец должен иметь и высокую износостойкость. Поэтому для оценки работоспособности и эффективности

корундовых пластин необходимо знать как о прочности, так и об износостойкости инструмента.

3. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ КОРУНДОВЫХ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН ПРИ ОСВЕЩЕНИИ ЗОНЫ РЕЗАНИЯ ИСТОЧНИКОМ СВЕТА

Обнаруженное Осипьяном Ю.А. упрочнение в полупроводниковых кристаллах при освещении обусловлен взаимодействием заряженных дислокаций с фотодырками [10].

Основные исследования проведены по изучению износостойкости режущих пластин из синтекора (рубины «Роза» и Р-2, лейкосапфир) при облучении их источником света в процессе обработки цветных металлов и сплавов. Режущего инструментом является торцевая однозубая фреза, оснащенная корундовой пластиной.

Ранее отмечено, что для наибольшого повышения износостойкости режущей пластины облученной видимым светом необходимо обеспечить температуру резания от 130^0 до 170^0С, что достигается оптимальными режимами фрезерования [11]. В проведенных экспериментальных исследованиях интенсивность облучения регулировалась изменением мощности электрического питания проекторной лампы в пределах 0…500 Вт таким образом, чтобы осветить зону резания, так как в процессе обработки перемещающаяся зона резания должна быть все время освещена[12].

Износостойкость корундовых пластин из при обработке цветных металлов и сплавов определяется по следующей формуле [13]

$$\text{В} = W_{TP} / m_з ,$$

где W_{TP} – работа сил трения в процессе механической обработки

$m_з$ – изношенная масса режущей пластины, определяемая по формуле:

$$m_з = \rho \cdot t \cdot h_з^2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\gamma / \{2 \cdot \cos(\alpha + \gamma) \cdot \sin\varphi\}$$

$\rho = 3{,}98 \cdot 10^3$ кг/м^3 – плотность корунда.

Глубина резания $t = 0{,}1 мм = 0{,}1 \cdot 10^{-3} м$ при обработке алюминиевых сплавов и $t = 0{,}05 мм = 0{,}05 \cdot 10^{-3} м$ при обработке медных сплавов.

Расчет $m_з$ ведется при следующих геометрических параметрах режущей пластины: $\alpha = 6^0; \quad \gamma = -6^0; \quad \varphi = 45^0$

Износ по задней грани режущей пластин при освещении зоны резания и при его отсутствии определяется по следующей математической модели:

$$h_з = C_{h_з} \cdot v^{\alpha_1} \cdot S^{\alpha_2} \cdot t^{\alpha_3} ,$$

где скорость резания и подача соответственно равны: v=250 м/мин и $s = 0{,}02$ мм/зуб при обработке алюминиевых и медных сплавов.

Обработка экспериментальных данных по обработке медных и алюминиевых сплавов корундовыми режущими пластинами (рубин ‘Роза’) с освещением и без освещения зоны резания позволила получить зависимость износа по задней грани режущей пластини от мощности источника света E и длины пути резания в виде:

$$h_з = \frac{A \cdot L \cdot B}{E^N} ,$$

где A и B – коэффициенты, определяемые на основании экспериментальных данных.

Для обрабатываемых материалов Бр А5, Бр ОЦС 5-5-5, Д16 и ЛС59-1 получены соответствующие зависимости $h_з$ [14,15].

Работу, затрачиваемую в процессе резания можно определить по формуле:

$A = P_z \cdot v \cdot \tau$, где P_z составляющая силы резания в Н, v - скорость резания в м/с, τ - время обработки в с.

Работу сил трения по задней грани пластины в процессе механической обработки можно определить по формуле

$$W_{тр}^з = (0{,}5 \div 0{,}7) \cdot A = (0{,}5 \div 0{,}7) \cdot P_z \cdot v \cdot \tau$$

Износостойкость режущей пластины будет равна:

$$B = \frac{W_{тр}^з}{m_з} = \frac{(0{,}5 \div 0{,}7) \cdot P_z \cdot v \cdot \tau}{\rho \cdot t \cdot h_з^2 \cdot \sin\alpha \cdot \cos\gamma / \{2\cos(\alpha + \gamma)\sin\varphi\}} =$$

$$= \frac{(0{,}5 \div 0{,}7) \cdot P_z \cdot v \cdot \tau}{\rho \cdot t \cdot \left(\frac{A \cdot L + B}{P_{св}^N}\right)^2 \sin\alpha \cdot \cos\gamma / \{2\cos(\alpha + \gamma)\sin\varphi\}}$$

$Дж / мм$.

Как видно из последней формулы, с уменьшением $h_з$, знаменатель дроби в формуле для расчета B понижается и износостойность возрастает.

Экспериментами доказано, что с увеличением освещенности зоны резания от 0 до 3125 лк происходит резкое уменьшение износа. Дальнейшее увеличение освещенности зоны резания приводит к незначительному уменьшению износа по задней грани режущей пластины. Поэтому в экспериментах применяли источник света мощностью $P_{св} = 500 Вт$, который обеспечивает освещенность зоны резания порядка 3125 лк.

При освещении режущей пластины источником света наблюдается повышение стойкости режущего элемента. Это происходит, по-видимому, из-за увеличения прочностных свойств корунда в области контакта пластины с обрабатываемой деталью, где возникают локальные области нагрева, способствующие возникновению и накоплению дислокационных

петель под воздействием напряжений порядке 100-200ГПа.

Подвижность этих дислокаций зависит не только от температуры, но и от количества и плотности точечных дефектов взаимодействующих дислокаций, каковыми являются центры окраски. При освещении они возбуждаются, что приводит к увеличению их взаимодействия с дислокационными петлями, вследствие чего уменьшается подвижность дислокации, что приводит к повышению стойкости режущего элемента в процессе освещения. При выключении света наблюдается релаксация стойкости режущего материала. Это явление имеет поверхностный характер. В процессе происходит соприкосновения режущего инструмента с обрабатываемой деталью. Косвенным доказательством этого являются результаты, полученные при излучении микротвердости корунда с помощью наноиндентирования. Наблюдается повышение микротвердости под воздействием освещения в порядке 10%. При снятии освещения наблюдается также релаксация микротвердости. Так как исследования проводили на различных участках поверхности образца наблюдается разброс полученных данных. Но во всех случаях при освещении наблюдалось увеличение микротвердости поверхности.

Спектр излучения используемых ламп содержат те длины волн, под воздействием которых возбуждались соответствующие центры в спектре поглощения режущего инструмента (наблюдается максимум в районе 0,5-0,69 мкм). Интегральная освещенность излучаемого образца в порядке 3000 лк.

4. ОЦЕНКА ГИДРОЛОГИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ КОРУНДОВОЙ ПЛАСТИНЫ

Процесс тонкого торцевого фрезерования характеризуется условиями, способствующими адгезионному износу, т.е. большими удельными давлениями и образованием в контакте с корундом новых совершенно чистых поверхностей цветных сплавов, свободных от адсорбированных пленок, которые обычно присутствуют на поверхностях металлов [16,17,18].

Отрывание частиц корунда объясняется тем, что при скольжении одной поверхности по другой происходит непрерывный процесс возникновения и среза адгезионных пятен. Так как корунд является анизотропным телом с мозаичным строением и следами пластических деформаций, а также другими дефектами кристалла, то в процессе трения возникает вероятность отрыва и среза частиц из контактных поверхностей режущей пластины.

При обработке дюралюминия Д16 иногда наблюдается вырывание частиц синтетического корунда в точке отрыва стружки от передней поверхности. Это явление связано с всхватыванием “абсолютно” чистых поверхностей контакта стружки и передней поверхности корундовой режущей пластины после первого отрыва частиц с передней поверхности.

Следует отметить, что в нашем случае возрастает интенсивность схватывания алюминиевых сплавов и корунда в точке отрыва стружки. После первого вырыва частиц корунда из передней поверхности режущей пластины при продолжении процесса резания дальнейшее вырывание частиц захватывает новые области, перемещаясь от точки отрыва стружки до режущей кромки.

При обработке дюралюминия Д16 схватывание стружки и корунда в сильной степени связана с режимами резания. Наблюдаются увеличения интенсивности срывания частиц корунда при увеличении подачи от s = 0,042 до 0,094 мм/об и глубины резания t = 0,15 до 0,25 мм при скорости резания от v = 180 до 80 м/мин.

Кроме адгезионного износа, при тонком торцевом фрезеровании дюралюминия Д16 наблюдается выкрашивание резцов при увеличении скорости резания, особенно при обработке алюминиевого сплава Ал9 и бронзы БрОЦС 5-5-5. Режущие пластины из синтетического корунда иногда подвергаются скалыванию при более низкой подаче, чем предельная, что объясняется наличием разнообразных макроскопических и микроскопических дефектов кристаллов корунда и связанных с ними остаточных напряжений.

Было доказано, что приведенные наблюдения по образованию сколов позволяют высказать соображение, касающееся абразивной обработке корунда алмазными материалами и инструментами (пастами, порошками). На поверхность корунда наносятся царапины, которые сопровождаются трещинами и сколами. И естественно считать, что также как и при индентировании, образование сколов с отделением частиц корунда вблизи царапин является процессом длительным, то есть окончательный микрорельеф поверхности корунда устанавливается через определенное время после прекращения его механической обработки. Для царапин глубиной 2 мкм это время составляет примерно один месяц[18].

Сравнивая результаты опытов вышеуказанных авторов с нашими исследованиями можем резюмировать, что в них есть интересное сходство.

При тонколезвийной обработке цветных металлов и сплавов режущая пластина подвергается циклическим нагрузкам, особенно в начальном периоде обработки на режущем лезвии образуются следы выкрашивания, которые в дальнейшем становятся очагами разрушения также вследствие воздействия гидролитического механизма разрушения.

Исходя из сказанного рабочие поверхности режущей пластины должны быть высококачественными, без единой царапины и сколов, являющими очагами разрушения и способствующими гидролитическому механизму разрушения режущей части пластины, которая при циклических нагрузках подвергается тому или иному виду износа и дает возможность в течении всего процесса обработки под действием атмосферной влаги интенсивно разрывать связи Al-O, что в конечном счете приводит к износу режущего инструмента. Явление гидролитического механизма разрушения в основном интенсивно происходит при холостом ходе фрезы, когда режущая часть инструмента находится в пространстве атмосферной влаги. При использовании многолезвийного инструмента данный эффект замедляется, но не прекращается.

Процесс разрушения режущих пластин продолжается и после обработки, если не предпринимать добавочных мероприятий по защите рабочих поверхностей защитными пленками – вазелином и другими подобными веществами, или хранить режущие пластины после обработки в сухих герметических тарах.

Контрольные испытания, которые провели для сравнения данного эффекта, показали, что те режущие пластины, которые применялись после использования нами защитных мероприятий оказались более износостойкими, чем те, которые были использованы при обычных условиях. Разница составила 10…15%[18].

5.ОЦЕНКА ЭЛЕКТРОПЛАСТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ РЕЖУЩЕЙ ПЛАСТИНЫ

Процесс тонколезвийной обработки цветных металлов и сплавов корундовыми режущими пластинами является финишной операцией, а качество обработанной поверхности зависит от износостойкости и хрупкой прочности режущей пластины.

При нормальных условиях обработки режущая пластина с достаточным коэффициентом запаса прочности не должна подвергаться выкрашиванию.

Хрупкую прочность и износостойкость корундовых режущих пластин можно повысить воздействием источника света и электромагнитного поля [19,20,21].

Известно также, что электромагнитное поле оказывает эффективное воздействие на прочность полупроводниковых кристаллов [19,21]. Экспериментами доказано, что вследствие включения и отключения электричества в кристалле происходят циклические изменения значения напряжений. Причем после отключения происходит уменьшение прочности кристалла, а после включения – ее резкое увеличение [19].

Для экспериментального исследования воздействия электромагнитного поля на полупроводниковые кристаллы в данной работе была поставлена цель создать электромагнитное поле внутри корундовой режущей пластины с целью исследования его влияния на прочность. В режущей пластине создается электромагнитное поле путем подвода к ней постоянного тока. Приведем трактовку явления повышения прочности и износостойкости режущей пластины из синтетического корунда под воздействием электромагнитного поля с точки зрения физики твердого тела.

При температуре T=0 K все узлы кристаллической решетки режущей пластины из синтетического корунда заполнены электронами, что соответствует полностью заполненным валентным зонам и пустым зонам проводимости.

При повышении температуры до 200 – 300 K некоторые электроны могут из валентных зон перейти в зоны проводимости, что соответствует отрыву электрона от ковалентной связи. Взамен оторвавшегося от ковалентной связи электрона образуется дырка [20].

Чем больше количество оторвавшихся от ковалентной связи электронов и дырок, тем меньше прочность и износостойкость корундовых режущих пластин. Под действием силы притяжения между электронами оторвавшиеся с соседней связи электроны могут переместиться в одну из дырок, т. е. можно сказать, что дырка переместилась в новое место.

Один из свободных электронов может занять какую-нибудь дырку, в результате чего оба исчезнут. Такой процесс называется рекомбинацией электронов и дырок. Вероятность процесса рекомбинации зависит от концентрации дырок и свободных электронов. Электрическкий ток в полупроводниках формируется свободными электронами и дырками. Предположим через режущую пластину из корунда пропущен электрический ток. Вектор плотности тока, возникающей вследствие электронов и дырок под воздействием электромагнитного поля с напряженностью имеет направление, показанное

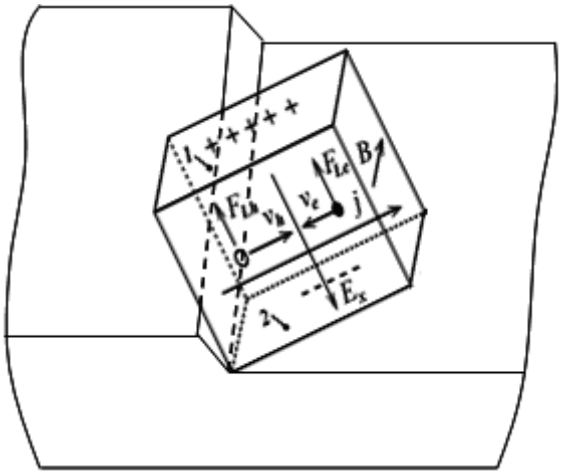


Рисунок. 2. Влияние электрического поля на корундовую пластину.

на рис. 2. Вследствие магнитной индукци на электроны и дырки начнет действовать сила Лоренца, направленная наверх [20].

Поскольку на движущиеся электроны и дырки действует электромагнитное поле, то в режущей пластине возникнет разность потенциалов, которая в зависимости от времени может изменяться следующом образом:

под воздействием разности потенциалов электроны и дырки начнут двигаться наверх и будут скапливаться у верхней грани пластины, где и начнут рекомбинироваться. Предположим, что количество дырок, накопившихся у верхней грани больше, чем число электронов. В этом случае у верхней грани будут накапливаться дырки, а у нижней – электроны. В этом случае возникнет электрическое поле напряженностью, направленным вниз. Создавшееся поле будет препятствовать дыркам и помогать электронам двигаться наверх. Через некоторое время плотности потоков электронов и дырок уравняются и они рекомбинируются.

Резюмируя вышесказанное, можно утверждать, что воздействие электромагнитного поля во много раз увеличивает вероятность происходящего в корундовой режущей пластине, процесса рекомбинации дырок и электронов. А так как в процессе рекомбинации исчезают электроны и дырки, то при включенном электромагнитном поле возрастут прочность и износостойкость режущей пластины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Режущая часть корундовых режущих пластин при тонкой обработке цветных сплавов в принятых диапазонах режимов резания имеет высокую хрупкую прочность.

2. Предельная толщина среза, характеризующая хрупкую прочность, для различных ориентаций разная. Для данной ориентации предельная толщина среза увеличивается с уменьшением внутренних напряжений в корунде и величины сопротивления сдвигу в зоне стружкообразования обрабатываемого материала, а также при применении СОТС при обработке деформируемых алюминиевых сплавов.

3. Использование корунда при тонкой обработке черных сплавов в связи с интенсивным хрупким разрушением режущих пластин нецелесообразно.

4. Корундовые режущие пластины в виде прямоугольного параллелепипеда или куба, имеют большую хрупкую прочность. Такое оформление режущих пластин при их изготовлении и заточке приводит к уменьшению потери как корунда, так и алмазного инструмента. Стойкость же этих резцов и полученная ими шероховатость обработанной поверхности одинаковы с аналогичными параметрами для резцов с углами заострения меньше 90^0.

5. При тонкой обработке цветных сплавов режущая часть корундовых пластин имеет высокую хрупкую и пластическую прочность. Хрупкая прочность предопределяется кристаллографической ориентацией и внутренними напряжениями режущих пластин, а также обрабатываемым материалом и его способностью к схватыванию с режущим инструментом. Предельная толщина среза, характеризующая хрупкую прочность, для различных ориентаций разная.

6. Корундовые режущие пластины иногда подвергаются скалыванию при более низкой подаче, чем предельная. Причина данного явления заключается в наличии разнообразных макроскопических и микроскопических дефектов кристаллов корунда и связанных с ними остаточных напряжений. Режущие пластины, имеющие большие внутренние напряжения, проявляют большую склонность к скалыванию и выкрашиванию, чем резцы с меньшими внутренними напряжениями. Скалывание резцов происходит в большинстве случаев по плоскости ромбоэдра $10\bar{1}1$, сравнительно меньше по плоскости пинакоиды (0001), еще более меньше по плоскости призмы (1210) по направлению оси L_6^3 и совсем редко по плоскости гексагональной дипирамиды ($22\bar{4}3$)[12].

7. Использование корунда при тонкой обработке черных сплавов нецелесообразно в связи с интенсивным хрупким разрушением режущих пластин, несмотря на то, что пластическая прочность последних при обработке некоторых низколегированных сплавов высока.

8. Изготовление, заточка и переточка корундовых режущих пластин доступна любому инструментальному участку предприятия и не требует излишних затрат и сложных оснасток.

9. Смазывающие и охлаждающие технологические средства способствуют уменьшению количества брака и улучшению качества обработанных поверхностей при разрезке и шлифовке режущих пластин. Качество поверхностей при разрезке, шлифовке и доводке в сильной степени зависит от их ориентации относительно оптической оси. При доводке можно получать корундвые пластины с радиусами округления режущей кромки $\rho = 0{,}3 \div 1{,}5$ мкм.

10. Переточка режущих пластин при критерии затупления $h_{зк} = 0{,}1 \div 0{,}12$ мм или шлифовке только по главной задней поверхности рациональная, причем, в последнем случае переточка более экономична.

11. Корундовые режущие пластины в виде прямоугольного параллелепипеда имеют большую хрупкую и пластическую прочность и при их изготовлении и заточке способствуют уменьшению потерь как корунда, так и алмазного инструмента. Хрупкая прочность предопределяется кристаллографической ориентацией и способом торможения дислокаций

внутри монокристаллической режущей пластины под воздействием источника света.

12. Доказано, что температура в зоне резания цветных металлов и сплавов корундовыми режущими пластинамаи колеблется в интервале от 130-170°С, что является стимулирующим фактром для повышения износостойкости пластин под воздействием светового облучения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жога Л.В. Кинетика хрупкого разрушения материалов в электрических и механических полях/Диссертация на соискание ученой степени доктора физико-математических наук, Волгоград,2005. - 305 с.

2. Шпейзман В.В. Роль релаксационных процессов в кинетике хрупкого разрушения/ Диссертация на соискание ученой степени доктора физико-математических наук, Ленинград,1985. - 352с.

3. Жога Л.В., Саломахин В.Г. Исследование кинетики хрупкого разрушения диэлектриков// Физика диэлектриков и полупроводников.1981.- С. 44-48.

4. Степанов В.А., Шпейзман В.В.,Жога Л.В. Кинетика хрупкого разрушения твердых тел и возможность его прогнозирования для статического и циклического нагружения//Физ.-хим механика материалов. 1979.- № 2-С.20-24.

6. Averbach B.L. Int. J. Fracture Mech., 1, 272 (1965).

7. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1982. – 320 с.

8.Лоладзе Т.Н. Износ алмазов и алмазных кругов/ Т.Н. Лоладзе, Г.В. Бокучава.М.: Металлургия, 1972. - 543с.

9. Арзуманян А. Хрупкая прочность режущих пластин в параметроуправляемых процессах обработки. Труды международной конференции “Актуальные проблемы механики сплошной среды”, Ереван, 2007, с. 59-62.

10. Арзуманян А.М. Режущая пластинка из синтетического корунда. А.С. 1183303 (СССР) БИ 37, 1985 .

11. Arzumanyan A.M. Durability increase of monocrystal cutting plates of synthetic corundum. Journal of Manufacturing Engineering, June, 2012, Vol.7, lssue.2, pp 113-116.

12. Арзуманян А. М.Комплексное исследование хрупкой прочности резцов и фрез из синтекора при обработке цветных металлов и сплавов/ Известия вузов. Машиностроение. М:, № 11, 2011. С. 61-67.

13. Грановский Г.И., Грановский Г.В. Резание металлов. М.: Высшая школа , 1985. - 304 с.

14. Арзуманян А.М., Хачатрян Г.Г. Анализ износа режущих инструментов из синтетического корунда //Изв. НАН и ГИУА, серия технических наук). –Ереван: -1998. Том XLXI -№3. -С. 272-276.

15. *Arzumanyan A, M. Photocorrection of wearout of corundum cutting plates// International Journal of Engineering Research and Allied Sciences, Volume01 Issue 10 (December-2016). P. 3-9.*

16. Chen C.P., Knapp W.J. // J. Am. Ceram. Soc. 1977. Vol. 60. N 1{2. P. 87.

17. Шпейзман В.В., Бовнобой В.Б., Козачук А.И. // Физ.-хим. обрабработка материалов. 1982. N 3. С. 113-117.

18. Арзуманян А.М. Механизм износа корундовых режущих пластин при тонколезвийной обработке цветных сплавов *‘East European Scentific Journal’. Warsaw, Poland, № 12(16),2016 volume1, P.76- 80.*

19. Осипьян Ю.А., Петренко В.Ф. Экспериментальное наблюдение влияния электрического поля на пластическую деформацию кристаллов. // Письма в ЖЭТФ. - 1973. - Том 17, вып. 10. - С. 555-557.

20. Винтайкин Б. Е. Физика твердого тела.-М.: Изд-во. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 360 с.

21. Зуев Л.Б. Электрические поля и пластичность кристалов. //Соросовский образовательный журнал. Саратов: - № 9. - 1998. - С. 92-95.

ESTIMATION OF DURABILITY AND ENDURANCE OF CORUNDUM CUTTING PLATES

Alexan ARZUMANYAN
Gyumri Branch of National Polytechnic University of Armenia, Gyumri, Armenia

ABSTRACT

A wide analysis and investigation of the process of kinetics of fracture, strength and wear resistance in the field of solid-state physics was carried out by V.V Shpeyzman and L.V. Zhoga. The authors assumed that mechanical strength should be considered the largest permissible stress, exceeding the carrying capacity of the material due to the destruction of the electric and mechanical fields. It is justified that the destruction of the cutting inserts takes place in short time, when small cuts or cracks appear on the cutting part of the plate. These cleavages encompass larger particles of the cutting material. The evaluation of the fragile strength of the corundum cutting inserts is carried out by the determining method of the limiting feed. It is established that for a certain amount of feeding, which is called economic, the average operating time of the cutting inserts before breaking is equal to the period of durability. The ratio of the marginal and economic supply is the actual margin of safety of the fragile strength. An important factor is also the possible hydrolytic destruction of the corundum plate. When the cutting plate is irradiated with a light source, an increase in the wear resistance of the cutting element is observed.

Труды 1-ой Международной конференции ИРМ-2018/ MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-21

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОЦЕССА ПРЕССОВАНИЯ БРИКЕТОВ ИЗ НЕСПЕЧЕННОГО ПОРОШКА В ЖЕСТКОЙ КОНИЧЕСКОЙ МАТРИЦЕ

Г.Л. Петросян[1], М.Г. Арзуманян[2], А.А. Бабаян[3]

Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения

[1]эл. почта: gevorglp@seua.am
[2]эл. почта:arzmartin@rambler.ru
[3] эл. почта:saten.10@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Проведено исследование процесса прессования цилиндрической заготовки из неспеченного порошкового материала в жесткой конической матрице с использованием метода тонких сечений, условия пластичности Друкера-Прагера и граничного условия. Получены формулы для определения осевого и нормального контактного давлений в зависимости от высоты деформированной заготовки. На их основе выполнены численные расчеты при наличии контактного трения между порошковым образцом и матрицей, заданных размерах заготовки и продукции, а также определенных значениях механических характеристик материала: угла внутреннего трения и коэффициента сцепления между гранулами частиц порошка. Полученные результаты дают возможность оценить степень неоднородной деформации заготовки по высоте матрицы.

Ключевые слова: *неспеченный порошковый материал, условие пластичности Друкера-Прагера, коническая матрица, осевое и нормальное контактное давления, угол внутреннего трения, коэффициент сцепления.*

ВВЕДЕНИЕ

В машиностроении широкое применение получили детали из порошковых материалов [1]. При их изготовлении одним из основных технологических процессов является холодное формование неспеченных заготовок в специальных пресс-формах. После спекания неспеченных заготовок их подвергают повторной обработке давлением, придавая им окончательный вид и плотность. В результате получают высококачественные детали с низким расходом энергии и материалов.

В настоящее время исследования технологических процессов холодного формования и уплотнения неспеченных порошковых заготовок различных форм и размеров находятся на стадии развития. Несмотря на определенные сходства процессов деформирования неспеченных и спеченных порошковых заготовок, механизмы их пластической деформации и разрушения значительно отличаются. Они опираются на соответствующие теории пластичности [2-4], которые позволяют определить реальные механические свойства материалов и исследовать напряженно-деформированные состояния заготовок технологических процессов. Эти вопросы для спеченных материалов, по сравнению с неспеченными, изучены достаточно подробно.

Одной из первых задач пластического деформирования заготовок из неспеченных материалов является исследование напряженного

состояния полого шара из неспеченного порошкового материала, нагруженного внешним давлением [5]. Задача решена с использованием условий пластичности Мора-Кулона для металлических порошков.

В [6] используются имеющие важное практическое применение для сплошных пластичных материалов условия пластичности Треска-Сен-Венана и Хубера-Мизеса [7], а для порошковых металлических материалов – условия Мора-Кулона [5] и Друкера-Прагера [4,8]. Рассматриваются следующие случаи нагружения образцов: одноосное сжатие, чистый сдвиг, совместное воздействие чистого сдвига и гидростатического давления, а также гидростатическое прессование толстостенного шара. На основании полученных данных составлены таблицы. Показано, что условия пластичности Треска-Сен-Венана и Хубера-Мизеса являются частными случаями условий Мора-Кулона и Друкера-Прагера.

В [9] путем анализа известных в литературе теоретических и экспериментальных работ выявлены особенности методов исследования процессов пластического деформирования спеченных и неспеченных порошковых материалов. На основании условия пластичности Мора-Кулона решена задача определения безразмерных компонентов напряженного состояния при прессовании брикетов из неспеченных порошковых образцов различных материалов в жесткой цилиндрической матрице, которая позволяет установить параметры процесса уплотнения по всему объему заготовки. Предложены экспериментальные методы испытания неспеченных брикетов квадратного и круглого поперечных сечений, позволяющие определить их механические характеристики.

В [10] компьютерным моделированием в автоматизированной программной среде “ABAQUS” исследован процесс прессования неспеченного порошкового материала в жесткой цилиндрической матрице с учетом условия пластичности Мора-Кулона. Получены все компоненты напряженно-деформированного состояния. Анализ результатов показал, что при решении задачи аналитическим методом условия равенства окружного и радиального напряжений и постоянства всех компонентов напряженно-деформированного состояния в поперечном сечении имеют достаточно большую точность.

В [11] для изучения процесса прессования полого шара из неспеченного порошкового материала, нагруженного равномерным трехосным давлением, используются уравнение равновесия и условие пластичности Друкера-Прагера. Получены формулы для определения компонентов напряженного состояния. Произведены численные расчеты для радиального и меридионального напряжений при некоторых малых значениях угла внутреннего трения между частицами порошка, построены их графики в зависимости от текущего радиуса полого шара. Дан анализ полученных данных.

Анализ проведенных работ показывает, что исследования процессов пластических деформаций неспеченных порошковых заготовок находятся на стадии развития. Они опираются на теорию пластичности и представляют собой достаточно сложный и трудоемкий процесс, что указывает на их актуальность.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

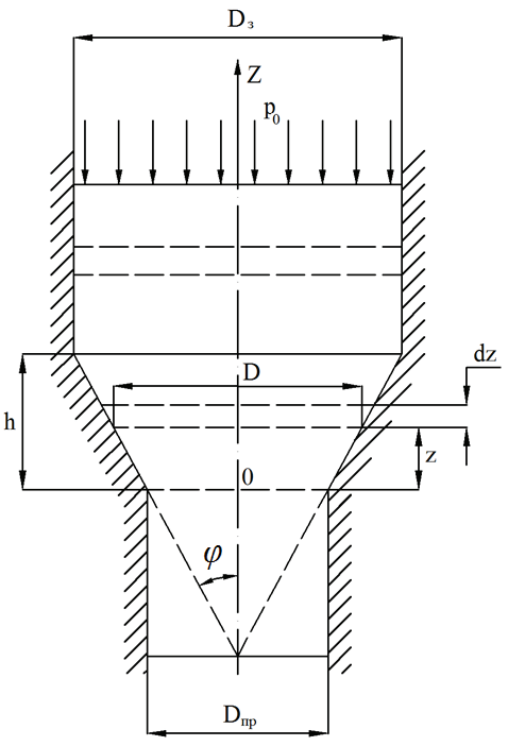
D	Текущий диаметр заготовки
$D_з$	Диаметр заготовки
$D_{пр}$	Диаметр прессовки
R	Текущий радиус заготовки
k	Коэффициент сцепления частиц
f	Коэффициент трения между матрицей и заготовкой
dp_z	Приращение давления, действующего по направлению оси заготовки
dz	Высота элемента загатовки
h	Высота конической части заготовки
p_0	Внешнее давление
p_z	Осевое давление на элемент заготовки
p_ν	Нормальное контактное давление
ρ	Угол внутреннего трения между частицами порошка
σ_z	Осевое напряжение
σ_θ	Окружное напряжение
σ_r	Радиальное напряжение
$\sigma_1,\sigma_2,\sigma_3$	Главные напряжения
φ	Угол наклона матрицы

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Целью работы является исследование напряженного состояния процесса прессования цилиндрических брикетов из неспеченного порошка в жесткой конической матрице с использованием условия пластичности Друкера-Прагера.

Для решения данной задачи используется условие равновесия элемента высотой dz, отделенного от конической части цилиндрического брикета двумя параллельными поперечными сечениями (**Рисунок1**) [2]:

$$\frac{dp_z}{dR} = \frac{2[(p_\nu - p_z)tg\varphi + fp_\nu]}{Rtg\varphi}. \qquad (1)$$



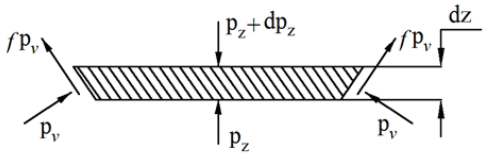


Рисунок1. Схема напряженного состояния процесса прессования заготовки при наличии контактного трения между ней и матрицей

Согласно**Рисунок1**имеем:

$$R = 0{,}5(D_{пр} + 2z\mathrm{tg}\varphi),$$
$$dR = dz\ \mathrm{tg}\varphi. \qquad (2)$$

С учетом (2) уравнение (1) примет вид

$$\frac{dp_z}{dz\ \mathrm{tg}\varphi} = \frac{2[(p_v - p_z)\mathrm{tg}\varphi + fp_v]}{R\mathrm{tg}\varphi},$$

и так как $R = D/2$, то имеем

$$dp_z = 4[p_v(\mathrm{tg}\varphi + f) - p_z\mathrm{tg}\varphi]\frac{dz}{D}. \qquad (3)$$

При анализе напряженного состояния образца, пренебрегая касательными напряжениями, осуществляется оценка главных напряжений σ_1, σ_2 и σ_3. Принимаются:

$$\sigma_1 = \sigma_z = -p_z,$$
$$\sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_\theta = \sigma_r = -p_v(p_v > p_z).$$

Для решения задачи используется условие пластичности Друкера-Прагера [8], устанавливающее прямолинейную связь между квадратным корнем второго инварианта девиатора напряжения q и средним напряжениемσ_m (**Рисунок2**):

$$q\cos\rho - \sigma_m\sin\rho = k\cos\rho. \qquad (4)$$

Значения q и σ_m, выраженные через главные напряжения, имеют следующий вид:

$$q = \sqrt{\frac{1}{6}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]},$$

$$\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3.$$

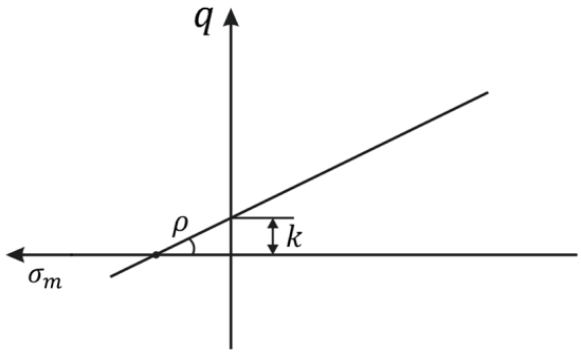


Рисунок2. График условия пластичности Друкера-Прагера

Величины q и σ_m для вышеприведенного напряженного состояния будут

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + 2\sigma_3}{3} = \frac{-p_z - 2p_v}{3},$$

$$q = \sqrt{\frac{1}{6}[(-p_z + p_v)^2 + (-p_v + p_z)^2]} = \frac{|p_v - p_z|}{\sqrt{3}}.$$

Так как $p_v > p_z$, то q примет следующий вид:

$$q = \frac{p_v - p_z}{\sqrt{3}}.$$

Подставляя значения q и σ_m в условие пластичности Друкера-Прагера (4), получим

$$p_z(\sin\rho - \sqrt{3}\cos\rho) + p_v(2\sin\rho + \sqrt{3}\cos\rho) = 3k\cos\rho,$$

из которого определим p_v:

$$p_v = \frac{3k\cos\rho - p_z(\sin\rho - \sqrt{3}\cos\rho)}{2\sin\rho + \sqrt{3}\cos\rho}. \qquad (5)$$

Подставляя (5) в уравнение равновесия (3), получим:

$$dp_z = [\frac{12k\cos\rho\,(\mathrm{tg}\varphi + f)]}{2\sin\rho + \sqrt{3}\cos\rho} - \frac{4p_z[3\mathrm{tg}\varphi\sin\rho + f(\sin\rho - \sqrt{3}\cos\rho)]}{2\sin\rho + \sqrt{3}\cos\rho}]. \qquad (6)$$

Приняв следующие обозначения:

$$a = \frac{12\cos\rho(\mathrm{tg}\varphi+f)]}{2\sin\rho+\sqrt{3}\cos\rho},$$

$$b = -\frac{4[3\mathrm{tg}\varphi\sin\rho+f(\sin\rho-\sqrt{3}\cos\rho)]}{2\sin\rho+\sqrt{3}\cos\rho}, \quad (6)$$

уравнение (6) примет вид

$$dp_z = (ak + bp_z)\frac{dz}{D}. \quad (7)$$

Учитывая, что $D = D_{пр} + 2z\mathrm{tg}\varphi$, дифференциальное уравнение (8) сначала приведем к виду

$$\frac{dp_z}{ak+bp_z} = \frac{dz}{D_{пр}+2z\mathrm{tg}\varphi}, \quad (8)$$

а затем:

$$\frac{d(ak+bp_z)}{(ak+bp_z)b} = \frac{d(D_{пр}+2z\mathrm{tg}\varphi)}{(D_{пр}+2z\mathrm{tg}\varphi)2\mathrm{tg}\varphi}.$$

Интегрируя его, получим

$$\frac{\ln(ak+bp_z)}{b} = \frac{\ln(D_{пр}+2z\mathrm{tg}\varphi)}{2\mathrm{tg}\varphi} + \ln C. \quad (9)$$

Для определения константы $\ln C$ используем следующее граничное условие:

$$\text{при} z = h \quad - \quad p_z = p_0. \quad (10)$$

Подставляя условие (11) в (10), получим следующее значение $\ln C$:

$$\ln C = \frac{\ln(ak+bp_0)}{b} - \frac{\ln(D_{пр}+2h\mathrm{tg}\varphi)}{2\mathrm{tg}\varphi}, \quad (11)$$

что дает возможность из (10) получить следующую формулу для определения величины осевого давления p_z:

$$p_z = \left(\frac{a}{b}k + p_0\right)\left(\frac{D_{пр}+2z\mathrm{tg}\varphi}{D_з}\right)^{\frac{b}{2\mathrm{tg}\varphi}} - \frac{a}{b}k, \quad (12)$$

где $D_з = D_{пр} + 2h\mathrm{tg}\varphi$.

Отметим, что целесообразно приведенные в (13) значения представить в безразмерных величинах, при этом принимается

$$\frac{p_z}{k} = \bar{p}_z, \quad \frac{p_v}{k} = \bar{p}_v, \frac{dp_z}{k} = d\bar{p}_z,$$

$$\frac{z}{D_з} = \bar{z}\frac{dz}{D_з} = d\bar{z}, \quad (13)$$

$$L = -\frac{3\cos\rho(\mathrm{tg}\varphi+f)]}{3\mathrm{tg}\varphi\sin\rho+f(\sin\rho-\sqrt{3}\cos\rho)}.$$

В итоге получим

$$p_z = (kL + p_0)\left(\frac{D_з}{D_{пр}} + \frac{2z\mathrm{tg}\varphi}{D_з}\right)^{b/2\mathrm{tg}\varphi} - kL, \quad (14а)$$

$$\bar{p}_z = (L + \bar{p}_0)\left(\frac{D_з}{D_{пр}} + 2\bar{z}\mathrm{tg}\varphi\right)^{b/2\mathrm{tg}\varphi} - L. \quad (15б)$$

Теперь, разделив обе стороны (5) на k и подставив вместо $\bar{p}_z$ формулу (15б), для $\bar{p}_v$ получим

$$\bar{p}_v = \frac{3\cos\rho-((L+\bar{p}_0)\left(\frac{D_з}{D_{пр}}+2\bar{z}\mathrm{tg}\varphi\right)^{b/2\mathrm{tg}\varphi}-L)(\sqrt{3}\cos\rho+\sin\rho)}{2\sin\rho+\sqrt{3}\cos\rho}. \quad (15)$$

РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

Для численных расчетов нужно правильно выбрать величины k и ρ, которые характеризуют механические свойства порошка, а также коэффициент трения между матрицей и заготовкой. Это делается для того, чтобы во время решении задачи нормальное контактное давление удовлетворяло условию $p_v > 0$. Тогда, учитывая формулу (5), будем иметь

$$\frac{3k\cos\rho-p_z(\sqrt{3}\cos\rho-\sin\rho)}{(2\sin\rho+\sqrt{3}\cos\rho)} > 0.$$

Следовательно,

$$p_z < \frac{3k\cos\rho}{\sqrt{3}\cos\rho-\sin\rho}. \quad (16)$$

Численные расчеты компонентов напряженного состояния произведены в программной среде “Mathcad” для значений $D_з = 16{,}7$ мм и $D_{пр} = 24$ мм при $k = 80$ МПа, $\rho = 5^0$, $f = 0{,}05$, $p_0 = 100$ МПа. С помощью полученных данных были построены графики p_z и p_v в зависимости от z (**Рисунок3**). Полученные графики дают возможность оценить степень неоднородной деформации заготовки по высоте матрицы, при этом нормальное контактное давление p_v уменьшается на 38%.

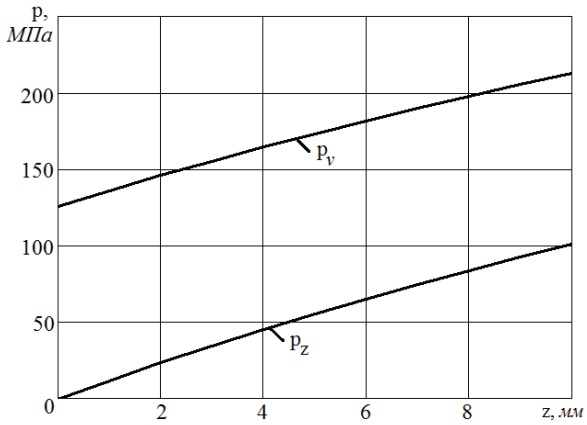


Рисунок3. Графики p_z и p_v в зависимости от z

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, изучено напряженное состояние процесса прессования неспеченной порошковой заготовки в жесткой цилиндрической матрице при наличии контактного трения между ней и матрицей. При этом были использованы условие пластичности Друкера-Прагера и метод тонких сечений.

Получены формулы для определения осевого и нормального контактного давлений в зависимости от текущей высоты матрицы, с помощью которых будет возможно определить параметры процесса уплотнения по всему объему заготовки (среднее напряжение и пористость), а также произвести расчет прочности пуансона и матрицы, выбор пресса и решить другие практические задачи.

Численные расчеты компонентов напряженного состояния позволяют оценить степень неоднородной деформации заготовки по высоте матрицы, при этом нормальное контактное давление p_ν уменьшается на 38%.

Получены безразмерные теоретические формулы для определения осевого и нормального контактного давлений при прессовании неспеченных порошковых заготовок, имеющие важное значение. Эти формулы универсальны и применимы для различных материалов и размеров заготовок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник/ И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д. Радомысельский и др.-Киев: Науковадумка, 1985.- 624 с.
2. Петросян Г.Л. Пластическое деформирование порошковых материалов.-М.:Металлургия, 1988.-153 с.
3. Феноменологические теории прессования порошков/ М.Б. Штерн, Г.Г. Сердюк и др. - Киев: Наукова думка, 1982.-140с.
4. Petrosyan G., Kraft T. *Application of plasticity theory for simulating compaction of metal powder. Report 2. Development of method for solving the hardening behavior of metal powders during compaction* // Proceedings of Engineering ASRA.- 2006.- V.3, N 2. - P. 234-241.
5. Перелман В.Е.Формование порошковых материалов.- М.: Металлургия, 1979.-232 с
6. Петросян Г.Л., Арзуманян М.Г. Об обобщенных условиях пластичности сплошных и металлических порошковых материалов // Материалы Межд. научн.-техн. конф. “Машиностроительные технологии и техника автоматизации – 2014”, 07-12 июля 2014 г.- Ереван, 2014.- С.108-113.
7. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. - М.: Машиностроение, 1975. - 399 с.
8. Drucker D., Prager W.*Soil mechanics and plastic analysis or limit design* // Quarterly of Applied Mathematics. - 1952. - P. 157-175.
9. Петросян Г.Л., Арзуманян М.Г., Сафарян М.Б., Кесоян Г.Р. Особенности исследования процессов пластического деформирования неспеченных порошковых материалов// Вестник НПУА: Металлургия, материаловедение, недропользование. -2015.- No1.- С. 58-67.
10. Петросян Г.Л., Арзуманян М.Г. Моделирование процесса прессования порошкового материала в жесткой цилиндрической матрице в программной среде «ABAQUS» и аналитическим методом // Материалы Межд. конф. “Актуальные проблемы механики сплошной среды”, 21-26 сентября 2015г.-Ереван, 2015.- С. 329-333.
11. Петросян Г.Л., Арзуманян М.Г. Исследование напряженного состояния полого шара из неспеченного порошкового материала в условиях равномерного трехосного сжатия // НАУКОВІ НОТАТКИ: Межвузовский сборник/ Луцький национальний технический университет. – Луцьк, 2016.- Выпуск 53. - С.113-119.

INVESTIGATING THE STRAIN STATE OF PROCESS OF COMPACTION OF SPECIMENS FROM NON-SINTERED POWDER IN A HARD CONICAL DIE

Petrosyan G.L., Arzumanyan M.G., Babayan A.A.

Gyumri Branch of National Polytechnic University of Armenia,
Gyumri, ARMENIA

ABSTRACT

The compaction process of cylindrical blanks from non - sintered powder in a hard conical die, using the method of thin sections, the plasticity condition of Drucker-Prager and the boundary condition is investigated. Formulas for determining the axial and normal contact pressures, depending on the height of the deformed blank are obtained. Based on the formulas numerical calculations are performed in the presence of contact friction between the powder specimen and the die, the given dimensions of the blank and the product, as well as the determined values of mechanical characteristics of the materials: internal friction angle and the cohesion factor between the grains of the powder material. The obtained results allow to estimate the degree of inhomogeneous deformation of the blank by the height of the die.

Keywords: *non-sintered powder material, Drucker-Prager plasticity condition, conical die, axial and normal contact pressures, , internal friction angle, cohesion factor.*

Труды 1-й Международной конференции ИРМ-2018 / MES-2018
ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ В МАШИНОСТРОЕНИИ
Проектирование, моделирование, испытание и изготовление
17-19 сентября 2018 г., Ереван, АРМЕНИЯ

ИРМ2018-26

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОСАДКИ ПОЛОСЫ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ ПЛАСТИЧНОСТИ ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.К. Карапетян

Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения

эл. почта: ani05.90@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Исследуется процесс осадки спеченной полосы в условиях плоской деформации, подвергнутой пластической деформации в случае торможения на контактных поверхностях. Использованы безразмерные формулы контактных нормальных давлений полосы, позволяющие рассчитать их значения для различных материалов и степеней их деформирования. Для расчета величин уменьшения пористости спеченной полосы использованы упрощенные формулы по определению пористости на основе деформационной теории пластичности пористых материалов и теории текучести пористых материалов. Определено изменение пористости для последовательных случаев деформации и построены графики распределения соответственно на основе двух теорий. Разработан алгоритм численного расчета. Расчеты проведены в программной среде MS EXCEL, проведено сравнение пористостей материала в различных точках ширины полосы.

Ключевые слова: *осадка спеченной полосы, нормальное контактное давление, торможение, пористость, теория пластичности.*

ВВЕДЕНИЕ

Исследованию технологических процессов обработки сплошных и спеченных материалов давлением посвящено достаточно экспериментальных и теоретических работ [1-5]. Однако большинство технологических процессов, в число которых входит осадка спеченной плоской полосы в условиях плоской деформации, исследовано в недостаточной степени, что обусловлено разнообразием параметров технологических процессов и трудностью учета реальных свойств материалов. С точки зрения материалов, в основном это касается наличия пористости [4-6].

Что касается осадки плоской полосы в случае плоской деформации, то здесь, на контактных поверхностях заготовки и инструмента, возникают различные области трения [2,5]:

- область скольжения, в которой применим закон Кулона $q = f\,p$, где p – контактное нормальное давление, f – коэффициент трения, q – интенсивность сил трения;
- область торможения, независимая от контактных давлений сил трения, в которой $q = \tau_h = \mathrm{const}$, где τ_h – напряжение предела текучести материала при чистом сдвиге;
- область прилипания, выраженная линейной функцией $q = \tau_h x/H$ в центре полосы ($0 \le x \le H$), где H – толщина полосы в деформированном состоянии [5].

Следует отметить, что рассматриваемые случаи контактного трения в зависимости от особенностей задачи, начиная с внешней поверхности полосы, могут возникать в комбинации друг с другом [2,5,6].

В работе [6] для малопористых материалов с применением деформационной теории пластичности пористых материалов (ДТППМ) при наличии трения для разных контактных условий разработан инженерный метод решения задачи, в основе которого лежит упрощенная формула определения пористости, включающая интенсивности напряжений σ_i и деформаций ε_i сплошного материала. Однако оценка точности использования этого метода не проводилась.

В работе [7] в общем случае решена задача осадки спеченного образца с использованием формул теории текучести пористых материалов (ТТПМ), что представляет собой довольно сложный процесс, который трудно реализуется на практике.

Следовательно, вопросы исследования технологических процессов обработки давлением спеченных деталей упрощенным методом и оценки полученных результатов являются весьма актуальными.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

H - текущая ширина заготовки
dz - высота элемента заготовки
Δx - расчетный шаг
P - контактное давление
$\bar{p}$ - безразмерная величина давления
p_v - нормальное контактное давление
σ_h - напряжение предела текучести при расстяжении или сжатии
σ_0 - среднее напряжение
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - главные напряжения
σ_i - интенсивность напряжения
ε_i - интенсивность деформации
$\overline{d\varepsilon_1}$ - интенсивность приращений пластических деформаций
v_0 - начальная пористость
m, n - параметры пористости

Целью работы является исследование процесса осадки спеченного образца прямоугольного сечения при наличии трения (торможения) на контактных поверхностях с использованием упрощенного метода на основе формул определения текущей пористости материала ТТПМ, а также разработка алгоритма выполнения расчетов, решение численного примера и анализ полученных результатов.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Особенности решения задачи осадки плоской полосы упрощенным методом. Решение задачи реализуется для идеального жестко-пластического материала ($\sigma_i = \sigma_h$, где σ_h – напряжение предела текучести при растяжении или сжатии). Используя схему осадки полосы с размерами *H, 2l, a* $_0$ (**Рис. 1**) в условиях плоской деформации, а также полученные величины определения контактного давления p и его безразмерную величину $\bar{p}$ в случае торможения контактных поверхностей ($q = \tau_x$) [6], имеем

$$p = \frac{2\sigma_h}{\sqrt{3}} + \frac{2\sigma_h}{\sqrt{3}H}(l - x). \ \bar{p} = \frac{p_1}{\sigma_h} = \frac{2}{\sqrt{3}} + \frac{2}{\sqrt{3}H}(l - x). \quad (1)$$

Придавая параметру x значения по формуле (1), определим величину контактного давления в соответствующей точке.

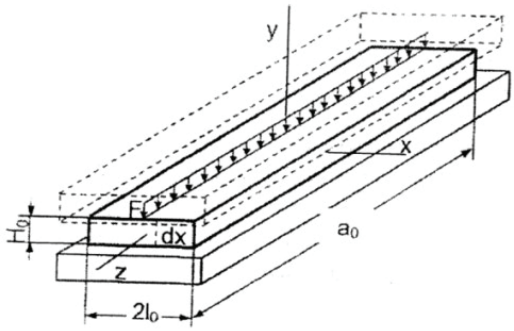


Рис. 1. Схема осадки полосы, где $a_0 \gg 2l_0$

Задача решалась для последовательных случаев осадки образца с размерами $l = 15$ мм, $H = 4{,}5$ мм. При этом было принято, что каждая осадка осуществлялась размером

$$\overline{\Delta\varepsilon_i} = \ln H_0/H = 0{,}004.$$

Для данной степени осадки по формуле

$$H_i / H_{i+1} = 1{,}004$$

соответственно получены размеры H_i, а также численные значения давления $\bar{p}(x)$, при $0 \le x \le 15$ и расчетный шаг $\Delta x = 1{,}5$ мм. В табл. 1 представлены величины контактного давления соответственно для каждой степени деформации.

Расчеты изменения значений начальной пористости v_0 материала в плоской полосе были выполнены соответственно по формулам ДТППМ и ТТПМ. Проведено сравнение результатов решения задачи и определен предел применяемости ДТППМ.

Таблица 1

Значения нормальных контактных давлений $\bar{p}$ в различных точках поперечного сечения для разных толщин H (мм) образца

Δx	H, мм					
	4,5	4,09	3,72	3,38	3,07	2,79
0	5,0	5,39	5,81	6,28	6,8	7,36
1,5	4,62	4,97	5,35	5,77	6,23	6,74
3	4,23	4,54	4,88	5,25	5,67	6,12
4,5	3,86	4,12	4,41	4,74	5,1	5,5
6	3,46	3,7	3,95	4,23	4,54	4,88
7,5	3,08	3,27	3,48	3,72	3,98	4,26
9	2,69	2,85	3,02	3,2	3,41	3,64
10,5	2,31	2,42	2,55	2,69	2,85	3,02
12	1,92	2,00	2,09	2,18	2,28	2,4
13,5	1,54	1,58	1,62	1,67	1,72	1,78
15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15

Для определения пористости материала на основе ТТПМ использована формула [3]

$$dv = \frac{9v^m \sigma_0 \overline{d\varepsilon_i}}{(1-v)^{3n-1}\sigma_i}, \qquad (2)$$

где m – параметр пористости; $\overline{d\varepsilon_1}$ – рост интенсивности деформаций; $\sigma_0 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ – среднее напряжение, выраженное главными напряжениями.

Для плоской деформации при наличии трения, подставляя в формулу значения главных напряжений, полученные в [3]:

$$(\sigma_1 = \sigma_x\ , \sigma_2 = \sigma_z = 0{,}5(\sigma_x + \sigma_y), \sigma_3 = \sigma_y\ ),$$

и учитывая условие пластичности

$$\sigma_y - \sigma_x = -\frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_h,$$

имеем

$$\overline{\sigma_0} = (-\bar{p} + 0{,}578), \qquad (3)$$

где $\overline{\sigma_0} = \sigma_0/\sigma_i$ – безразмерная величина среднего напряжения.

Отметим, что в случае роста $\overline{\Delta\varepsilon_i}$ увеличение пористости Δv по формуле (2) примет следующий вид:

$$\Delta v = \frac{9v^m \overline{\sigma_0}\,\overline{\Delta\varepsilon_i}}{(1-v)^{3n-1}}. \qquad (4)$$

Текущую пористость материала определяем по следующей формуле [3]:

$$v_i = v_{i-1} + \Delta v_i. \qquad (5)$$

Как видим, в этом случае значение Δv, кроме интенсивности роста деформаций $\overline{\Delta\varepsilon_i}$, зависит также от текущей пористости, изменяемой по ширине полосы, и безразмерной величины давления $\bar{p}$.

Следует также отметить, что для определения степени деформации образца используется следующая формула [3]:

$$\overline{\varepsilon_i} = \int \overline{d\varepsilon_i} = \sum_{i=1}^{k} \overline{\Delta\varepsilon_i}. \qquad (6)$$

Что касается определения текущей пористости v по ДТППМ, то используется следующая формула [6]:

$$v = 1 - (1 - v_0)exp\left(\frac{-9v_0^m \sigma_0 \varepsilon_i}{\sigma_i}\right), \qquad (7)$$

где величины ε_i и σ_i характеризуют свойства материала на контактных поверхностях при наличии и отсутствии трения и определяются по следующим формулам [6]:

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}}\varepsilon_y \text{ и } \sigma_i = \sigma_h. \qquad (8)$$

Исследование процесса осадки спеченного прямоугольного образца при наличии торможения на контактных поверхностях на основе теории пластичности и текучести выполняется соответственно по формулам (1), (3)-(6) и (1), (7), (8).

РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

Разработка алгоритма расчетов, решение численного примера и анализ полученных результатов. Задача определения изменения пористости материала по теории текучести решается с помощью малых последовательных нагрузок. При этом предполагается, что в каждом случае значения интенсивностей роста деформации ($\overline{\Delta\varepsilon_1}$) – постоянные малые величины (в данном случае $\overline{\Delta\varepsilon_1}$=0,004).

Для каждой степени нагрузки с помощью формул (1) и (3) - (5) определены значения $\bar{p}$, $\overline{\sigma_0}$, Δv и v. Начальная пористость материала равна $v_0 = 0{,}1$, когда $n = 0{,}25$, $m = 1$ [3]. При этом расчетные данные первой степени осадки приведены в табл. **2**.

Таблица 2

Расчетные величины после первой степени деформирования $\overline{\varepsilon_{i1}} = \overline{\Delta\varepsilon_i}$=0,004 по ТТПМ и интенсивности деформации $\varepsilon_i = 0{,}004$ по ДТППМ

Δx	$\overline{\sigma_0}$	$\bar{p}$	dv	$v_{тек}$	$v_{деф}$
0	-4,43	5,01	-0,016	0,085	0,086
1.5	-4,05	4,63	-0,014	0,086	0,087
3	-3,66	4,24	-0,013	0,087	0,088
4.5	-3,27	3,85	-0,012	0,089	0,089
6	-2,89	3,47	-0,010	0,0898	0,090
7.5	-2,51	3,08	-0,009	0,091	0,092
9	-2,12	2,70	-0,007	0,093	0,093
10.5	-1,73	2,31	-0,006	0,094	0,094
12	-1,35	1,93	-0,005	0,095	0,096
13.5	-0,96	1,54	-0,003	0,097	0,0968
15	-0,58	1,16	-0,002	0,098	0,098

Таблица 3

Расчетные величины после трет'ей степени деформирования $\overline{\varepsilon_{i3}} = \Sigma\,\overline{\Delta\varepsilon_i}$=0,012 по ТТПМ и интенсивности деформации $\varepsilon_i = 0,012$ по ДТППМ

Δx	$\overline{\sigma_0}$	$\bar{p}$	dv	$v_{тек}$	$v_{деф}$
0	-5,23	0,07	-0,013	0,0572	0,0522
1.5	-4,77	0,073	-0,012	0,0604	0,0565
3	-4,3	0,075	-0,0114	0,0636	0,0607
4.5	-3,84	0,078	-0,0105	0,067	0,0649
6	-3,37	0,08	-0,0095	0,0705	0,0691
7.5	-2,91	0,083	-0,0085	0,0742	0,0733
9	-2,44	0,085	-0,0073	0,0779	0,0775
10.5	-1,97	0,088	-0,0061	0,0817	0,0816
12	-1,51	0,091	-0,0048	0,0857	0,0857
13.5	-1,04	0,093	-0,0034	0,0898	0,0898
15	-0,58	0,097	-0,0019	0,0941	0,0939

Таблица 4

Расчетные величины после четвертой степени деформирования $\overline{\varepsilon_{i4}} = \Sigma\,\overline{\Delta\varepsilon_i}$=0,016 по ТТПМ и интенсивности деформации $\varepsilon_i = 0,016$ по ДТППМ

Δx	$\overline{\sigma_0}$	$\bar{p}$	dv	$v_{тек}$	$v_{деф}$
0	-5,7	0,057	-0,012	0,0456	0,0357
1.5	-5,19	0,06	-0,011	0,0493	0,0415
3	-4,68	0,064	-0,0105	0,0531	0,0472
4.5	-4,16	0,067	-0,0099	0,0571	0,0529
6	-3,65	0,071	-0,0091	0,0614	0,0586
7.5	-3,14	0,074	-0,0082	0,0659	0,0642
9	-2,63	0,078	-0,0072	0,0707	0,0698
10.5	-2,11	0,082	-0,0061	0,0757	0,0754
12	-1,6	0,086	-0,0048	0,0809	0,0809
13.5	-1,09	0,09	-0,0034	0,0864	0,0864
15	-0,58	0,094	-0,0019	0,0922	0,0919

Таблица 5

Расчетные величины после пятой степени деформирования $\overline{\varepsilon_{i5}} = \Sigma\,\overline{\Delta\varepsilon_i}$=0,02 по ТТПМ и интенсивности деформации $\varepsilon_i = 0,02$, по ДТППМ

Δx	$\overline{\sigma_0}$	$\bar{p}$	dv	$v_{тек}$	$v_{деф}$
0	-6,22	0,046	-0,01	0,0355	0,019
1.5	-5,65	0,049	-0,0099	0,0394	0,0263
3	-5,09	0,053	-0,0096	0,0435	0,0336
4.5	-4,53	0,057	-0,0092	0,0479	0,0408
6	-3,96	0,061	-0,0086	0,0528	0,0479
7.5	-3,4	0,066	-0,0079	0,0579	0,0551
9	-2,83	0,071	-0,0071	0,0636	0,0621
10.5	-2,27	0,076	-0,0061	0,0696	0,0691
12	-1,71	0,081	-0,0049	0,076	0,0761
13.5	-1,14	0,086	-0,0035	0,0829	0,0829
15	-0,58	0,092	-0,0019	0,09	0,089

Заметим, что в случае первой степени деформации в формуле (7) пористость v является постоянной (не зависит от x) и равна начальной пористости материала v_0. В то же время распределенные по ширине x образца текущие пористости v_1 отличаются друг от друга и довольно малы. Они могут быть начальными пористостями в случае второй степени деформации.

Аналогичные расчеты текущих пористостей v_2, v_3, v_4 и v_5 проводятся и для других степеней деформации, при этом для последовательных 5-ти случаев малых деформаций по формуле (6) получаем: $\overline{\varepsilon_{i1}} = \overline{\Delta\varepsilon_i}$=*0,004;* $\overline{\varepsilon_{i2}}$=*2*$\overline{\Delta\varepsilon_i}$=*0,008;* $\overline{\varepsilon_{i3}}$=*3*$\overline{\Delta\varepsilon_i}$=*0,012;* $\overline{\varepsilon_{i4}}$=*4*$\overline{\Delta\varepsilon_i}$=*0,016 и* $\overline{\varepsilon_{i4}}$=*5*$\overline{\Delta\varepsilon_i}$=*0,02.*

На основе деформационной теории пластичности определены значения текущей пористости для нескольких определенных степеней деформации, когда $\varepsilon_i =$ 0,004; 0,008; 0,012; 0,016 и 0,02. С этой целью были использованы формулы (1), (3), (8) и (7). В случае расчета различных степеней деформации первоначальная пористость считается равной 10%. Расчетные данные $\varepsilon_i = 0,004$ по деформационной теории пластичности приведены в табл. 3.

Аналогичным методом определены изменения значения пористости для других случаев деформации, часть полученных результатов которых приведена в табл. 2-5 и показана на рис. 2, где график 1 получен по ТТПМ ($v_{тек}$), а граф. 2 – ДТППМ ($v_{деф}$).

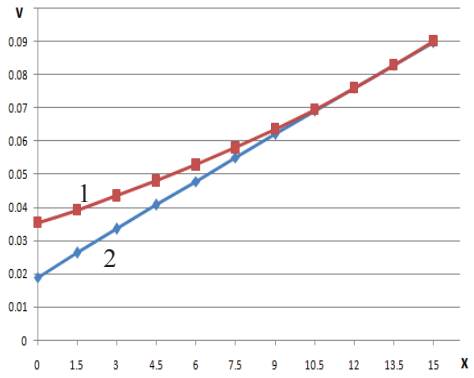


Рис. 2. Сравнительный график распределения пористости в случае деформации 5-й степени

Как видно из таблиц и графиков, результаты изменения пористости, вычисленные по ТТПМ и ДТППМ, почти не отличаются, но параллельно с увеличением деформации разница становится очевидной, особенно в центре поперечного сечения образца.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе численных расчетов по ТТПМ и ДТППМ определены значения пористости при различных степенях деформации, а также построен график распределения пористости по ширине образца.

Анализ полученных данных показывает, что начальная пористость материала v_0=10%, при $\varepsilon_i = 0{,}02$ по теории текучести уменьшилась до 1,9%, а по деформационной теории до 3,55%, причем эти значения получаются в центре поперечного сечения образца.

Сравнение результатов численных расчетов, полученных при различных степенях деформации на основе теорий текучести и деформации, показывает, что эти две теории при малых деформациях дают равные друг другу значения, но параллельно с увеличением деформации наблюдается отклонение этих значений, причем наибольшое отклонение наблюдается в центре точках поперечного сечения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Малинин Н.Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. - М.: Машиностроение, 1975. - 399 с.
2. **Сторожев М.В., Попов Е.А.** Теория обработки металлов давлением. - М.: Машиностроение, 1977. - 423 с.
3. **Петросян Г.Л.** Пластическое деформирование порошковых материалов. - М.: Металлургия, 1988. - 153 с.
4. **Петросян Г.Л., Петросян А.Г., Левонян Г.Л.** Усовершенствование инженерного метода использования формулы для определения пористости спеченных материалов // Материалы Международного конгресса, посвященного 160-летию со дня рождения В.Г. Шухова, 17-18 апреля 2014 г. - М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. -С. 211-217.
5. **Малинин Н.Н.** Технологические задачи пластичности и ползучести.- М.: Высшая школа, 1979.–119 с.
6. **Петросян Г.Л., Галоян А.Г., Саргсян А.А., Карапетян А.К.** Исследование процесса осадки спеченной полосы при различных контактных условиях // Вестник ИАА. - 2014. Том 11, N3. - С. 556-561.
7. **Պետրոսյան Գ.Լ., Գալոյան Ա.Հ., Սուքիասյան Մ.Գ.** Հարթ դեֆորմացիայի պայմաններում ծակոտկեն ուղղանկյուն նմուշի սեղմման խնդրի լուծումը հպակային շփման ուժերի հաշվառմամբ // ՀՃԱԼ. – 2008. - Հ. 5, N1. - Էջ 60-64:

THE PECULIARITY OF INVESTIGATING THE UPSETTING PROCESS OF THE RECTANGULAR CROSS SECTION STRIP BY USING THE THEORIES OF THE POROUS MATERIALS PLASTICITY

A. K. Karapetyan

National Polytechnic University of Armenia, Yerevan, ARMENIA

ABSTRACT

The process of upsetting the sintered strip under the conditions of flat deformation exposed to plastic deformation in case of braking on contact surfaces is investigated. The use of dimensionless formulae of contact normal pressures of the strip give an opportunity to calculate their values for various materials and the degrees of their deformation. To calculate the values of the porosity reduction of the sintered strip, simplified formulae for determining the porosity according to the deformation theory of plasticity of porous materials and the theory of the flow of porous materials are used. Changes in porosity for consecutive cases of deformation are defined and graphs of distribution are plotted respectively on the basis of two theories. An algorithm for numerical calculation is developed. The calculations are carried out in the program MS EXCEL environment. The porosity of the material in various points of the strip width is compared.

Keywords: *upsetting of the sintered strip, normal contact pressure, braking, porosity, the theory of plasticity.*