

На правах рукописи



АЛЕШИН АЛЕКСАНДР КОНСТАНТИНОВИЧ

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДОЛОГИИ
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ, ОБУСЛАВЛИВАЮЩИХ
ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМОВ

Специальность 05.02.18
«Теория механизмов и машин»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном учреждении науки
Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук
(ИМАШ РАН)

Научный консультант: Глазунов Виктор Аркадьевич, доктор технических наук, профессор, директор ИМАШ РАН

Официальные оппоненты: Яцун Сергей Федорович доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механики, мехатроники и робототехники (кафедра ММиР) ФГБОУ ВО Юго-Западного государственного университета (ЮЗГУ).

Скворцов Аркадий Алексеевич, доктор физико-математических наук, проректор по исследованиям и разработкам Московского политехнического университета.

Вермель Владимир Дмитриевич, доктор технических наук, профессор, начальник Научно-технического центра научно-производственного комплекса Государственного научного центра ФГУП «Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет «СТАНКИН», г. Москва.

Защита диссертации состоится «__» _____ 2022 г. в ___ на заседании диссертационного совета Д 002.059.05 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИМАШ РАН по адресу: г. Москва, ул. Бардина, д. 4, тел. (499)135-55-16; и на сайте <http://www.imash.ru>.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения (организации), просим направлять по адресу ИМАШ РАН: 101000, г. Москва, Малый Харитоньевский пер., д.4, ученому секретарю диссертационного совета Д 002.059.05.

Автореферат разослан «__» _____ 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
к.т.н.



Рашоян Г.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Цифровизация машиностроительных предприятий и роботизация технологических процессов являются основными тенденциями развития современного машиностроения. Это обусловлено быстрыми и частыми сменами требований мирового рынка к машиностроительной продукции. В результате увеличивается многономенклатурность производства и частота сменяемых технологических процессов. Сокращается доля массового производства в общем объёме машиностроения и возрастает объём серийного и мелкосерийного производства, достигая 75 % от общего объема продукции машиностроения.

В серийном и мелкосерийном производстве экономически целесообразно применение переналаживаемого технологического оборудования, способного адаптироваться и оперативно настраиваться на частые смены технологических процессов. Например, переналаживаемые агрегатные станки в настоящее время эффективно применяются при количестве переналадок до 12 в месяц. При этом переналадка оборудования занимает до 10% времени от общего времени работы оборудования, а длительность переналадки составляет несколько часов.

В данной ситуации необходима разработка и применение нового технологического оборудования, основой которого являются переналаживаемые механизмы, не требующие для настройки значительных трудозатрат. Это, как правило, механизмы циклового действия. Их отличительная особенность от механизмов, работающих, например, в условиях массового производства, состоит в том, что для переналаживаемых механизмов нет одного, раз и навсегда заданного работоспособного состояния, когда любое другое техническое состояние – это отклонение от нормативного, т.е. дефект. Для переналаживаемых механизмов работоспособных состояний будет много в течение их жизненного цикла. А именно столько, сколько предстоит механизму выполнять часто меняющиеся технологические процессы.

Но каждое новое работоспособное состояние должно быть обосновано, как компромисс между вновь предъявленными к механизму требованиями со стороны предстоящего для выполнения технологического процесса, и реальными функциональными характеристиками механизма, способностью механизма соответствовать предъявленным требованиям. Функциональные характеристики - это быстроходность, точность, нагрузочная способность и другие. Они определяются конструкцией механизма, качеством изготовления и сборки, а также накопленным к текущему моменту ресурсом эксплуатации.

Как известно, процесс эксплуатации любого механизма всегда сопровождается деградацией функциональных характеристик, ухудшением первоначально заданных параметров, а частая переналадка только стимулирует развитие процессов деградации и образования дефектных состояний. В этой ситуации возрастает роль технической диагностики и мониторинга текущего технического состояния механизмов. Необходимо превентивно, на ранних стадиях локализовать и устранить зарождающийся дефект. Для этого необходима разработка методов оперативной диагностики. Необходимо определить информативные диагностические сигналы для каждого механизма, чувствительные к отклонениям его структурных параметров.

Подготовка механизма к выполнению другого технологического процесса связана с установкой новых инертных масс обрабатываемых деталей и

приспособлений (спутников), назначением нового закона движения для механизма. При этом меняется приведённый к оси двигателя момент инерции звеньев механизма и приведённый момент сил трения в кинематических парах. Эти моменты, различные по физической природе, действуют одновременно и оказывают сопротивление моменту двигателя, искажая и внося погрешности в заданный закон движения. В этой ситуации при каждой переналадке механизма на новый технологический процесс для его безаварийной, ритмичной эксплуатации необходимо: оценить реальное текущее техническое состояние механизма; провести диагностирование и устранить зарождающиеся дефекты; определить величины инертных масс, координаты центров масс и моменты инерции устанавливаемых на механизм деталей; определить приведённый момент инерции подвижных звеньев механизма с установленными массами; определить приведённый момент от сил трения в кинематических парах механизма.

Имея эту информацию, можно обоснованно рассчитать и назначить закон движения механизму, обеспечивая ему заданное быстродействие, согласно требованиям технологического процесса, и одновременно обеспечить допустимые динамические нагрузки, а также требуемую точность воспроизведения заданного технологическим процессом закона движения.

Данная работа посвящена созданию методологии определения параметров, которые могут меняться при переналадке механизмов, определяют текущее техническое состояние, а также определяют соответствие механизма техническим требованиям технологического процесса.

Особенность предлагаемой методологии в том, что она должна выполняться в реальных производственных условиях, в оперативной обстановке, иметь минимально возможную трудоемкость выполнения и экономическую целесообразность.

Исходя из изложенного, тема данной работы, посвященная обоснованию и разработке методологии определения параметров, обуславливающих функциональные характеристики механизмов, является актуальной.

Целью данной работы является теоретическое обоснование и разработка методологии определения параметров, обуславливающих функциональные характеристики механизмов циклового действия.

Для достижения поставленной цели нужно решить следующие задачи:

1. Выявить диагностические признаки механизмов, определяющие их функциональные характеристики.

2. Разработать метод оперативной диагностики механизмов, основанный на измерении и анализе информативности диагностических сигналов: силовое внешнее воздействие на механизм, перемещения, скорости и ускорения звеньев механизма, точностные характеристики.

3. Разработать структурные схемы механизмов испытательных установок для определения инерционных параметров звеньев (массы, координаты центров масс, моменты инерции).

4. Разработать метод определения инерционных параметров звеньев механизмов на основе данных, полученных в результате экспериментов на синтезированных испытательных установках.

5. Разработать метод определения трибологических характеристик механизма на основе измерения и анализа физического параметра - времени.

На защиту выносятся:

- метод определения информативных диагностических параметров, отражающих текущее техническое состояние механизма и алгоритмы анализа диагностических сигналов;
- метод оперативной диагностики дефектов механизма;
- метод и средства определения масс, координат центров масс и моментов инерции деталей механизма и приведённого момента инерции механизма;
- метод определения приведённого момента сил трения в кинематических парах механизма;
- метод определения закона движения механизма при заданных инертных массах, времени движения и допустимых динамических нагрузках.

Методы исследования. Применялись методы теоретической механики, теории механизмов и машин, математического моделирования, методы экспериментальных исследований и технической диагностики.

Достоверность результатов диссертации подтверждается применением общепринятых допущений, апробированных методов исследования динамики механизмов, методов технической диагностики, а также проверкой результатов на основе вычислительных и натуральных экспериментов.

Научная новизна заключается в разработке методов оценки величины параметров, по которым определяется текущее техническое состояние механизма, его инерционные, трибологические параметры, быстродействие и точность.

1. Выявлены теоретические закономерности анализа работоспособности механизмов, основанные на определении функциональных параметров механизмов.

2. Разработан новый метод определения инерционных характеристик деталей механизмов и машин на основе модификации известного метода балансировки и расширения его возможностей, что позволило определять массу, координаты центра масс и тензор инерции детали механизма.

3. Проведен синтез структурных и кинематических схем механизмов и обобщенных структурных схем машин для определения инерционных и трибологических параметров механизмов.

4. Разработаны методы определения функций изменения приведённых к заданной оси момента инерции и момента сил трения в механизме.

5. Развита методика экспериментального исследования механизмов и машин с целью установления их функциональных возможностей и на этой основе получены экспериментальные подтверждения правильности разработанных методик.

Теоретическая значимость работы заключается в выявлении теоретических закономерностей анализа работоспособности механизмов, в разработке нового метода определения инерционных характеристик деталей механизмов и машин, разработке метода определения момента инерции и момента от сил трения в механизме, развитии методов экспериментального исследования механизмов и машин для определения функциональных возможностей.

Практическая значимость заключается в синтезе структурных и кинематических схем механизмов, а также обобщенных структурных схем машин для определения инерционных и трибологических параметров механизмов. Представлены методики определения инерционных характеристик деталей механизма, момента инерции и момента от сил трения в механизме, развиты методики экспериментального исследования механизмов и машин.

Апробация работы.

Основные результаты доложены на следующих научно-технических конференциях:

Всесоюзная научно-техническая конференция «Надежность и качество машин: испытание, диагностика, прогнозирование». Москва, 1981; 2-й Всесоюзный съезд по теории механизмов и машин. Одесса, 1982; Всесоюзная научно-техническая конференция «Проблемы создания гибких производственных систем при внедрении «безлюдной» технологии в промышленности. Днепропетровск, 1983; Всесоюзная конференция «Проблемы создания и внедрения гибких производственных и робототехнических комплексов на предприятиях машиностроения». Одесса, УкрНИИСИП. 1989; V Международная конференция «Нелинейные колебания механических систем». Нижний Новгород, 1999; IV Международный конгресс: «Конструкторская технологическая информатика». Москва, 2000; VI Международная научно-техническая конференция по динамике технологических систем. Ростов на Дону, 2001; X Научная конференция математического моделирования и информатики. ИММ РАН, МГТУ «СТАНКИН». 2007; XVI Международный симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем “DIVIS – 2009”». 2009; Международная научно – практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк. Пенза, 2020; VII Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2021; Международная научная конференция «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященная 75-летию института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Москва, 2013; XVII Международная научно-практическая конференция «Современные технологии в машиностроении». Пенза, 2013; III Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2014; XVIII Международный Симпозиум, посвященный 100-летию со дня рождения д.т.н., проф. А.Е. Кобринского «DYVIS-2015». Москва-Бекасово, 2015; VI Международная конференция «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ, 2015; IV Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2015; XVII Научная конференция, посвященная вкладу отечественных ученых и инженеров в победу в великой отечественной войне «Математическое моделирование и информатика». Москва, 2015; Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы современного машиностроения». Юрга, 2015; Международная научная конференция «Математические методы в технике и технологиях - ММТТ-28». Ярославль, 2015; IX Международная научно-практическая конференция «Информационные и коммуникационные технологии в образовании, науке и производстве». Протвино, 2016; Всероссийская конференция с приглашением международных участников «Менеджмент качества, транспортная и информационная безопасность, информационные технологии». Нальчик, 2016 (IEEE Conference on Quality Management, Transport and Information Security, Information Technologies (IT&MQ&IS). Nalchik, 2016). The International Scientific Conference on Mechanics 2016. Tbilisi – Georgia, 2016; Первая военно-научная конференция «Роботизация вооруженных сил российской федерации». Москва, 2016; Десятая Всероссийская мультikonференция по проблемам управления.

Дивноморское, 2017; Международная научная конференция «Фундаментальные и прикладные задачи механики». Москва, 2017; Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк, 2017; Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении». Алматы, 2018; Международная конференция «РАН машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященная 80-летию института машиноведения им А.А. Благонравова. Москва, 2018; Международная научно-практическая конференция «Прогресс транспортных средств и систем». Волгоград, 2018; VII Международная научная конференция «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ, 2018; IV Московский международный симпозиум «Приводная техника и компоненты машин». Москва, 2018; XXIX Всероссийская научно-техническая конференция школы-семинара «Передача, прием, обработка и отображение информации о быстропротекающих процессах». Сочи, 2018; 7-й Международный научный симпозиум «Специальная связь и безопасность информации: технология, производство, управление» в рамках XXXII-й сессии постоянно действующей всероссийской научной школы-семинара «Передача, обработка, отображение информации». Краснодар – Терскол, 2019; Четырнадцатая международная конференция по электромеханике и робототехнике «Завалишинские чтения». Курск, 2019 (14th International Conference on Electromechanics and Robotics «Zavalishin's readings». Россия, 2019.); VI Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2019; XIII Всероссийское совещание по проблемам управления ВСПУ-2019. Москва, 2019; Международная научно-техническая конференция «Проблемы машиноведения». Омск, 2019. (International scientific conference «Mechanical Science and Technology Update» (MSTU-2019). Omsk, 2019.); 15 Международный конгресс федерации содействия развития механизмов и машиноведения по механизмам и машиноведению. Краков, 2019. (The 15th IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science. Krakow, 2019.); XII Мультиконференция по проблемам управления (МКПУ-2019) «Методы и модели искусственного интеллекта и их приложения в компьютерной лингвистике, нейрофизиологических исследованиях и медицине фундаментальные проблемы группового взаимодействия роботов». Дивноморское-Геленджик, 2019; XXX Всероссийская научно-техническая конференция школы-семинара «Передача, приём, обработка и отображение информации о быстропротекающих процессах». Сочи, 2019; XVI Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк, 2020; XVII Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк, 2021.

Публикации. По теме работы опубликовано 111 научных работы, из них 21 в научных изданиях, индексируемых в базах данных Web of Science и Scopus, 13 в рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК РФ. Получены 4 авторских свидетельства СССР на изобретения и 26 патентов РФ.

Структуры диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы. Общий объем диссертации 210 страниц, в тексте имеется 9 таблиц и 66 рисунков. Список литературы из 294 наименований представлен на 36 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** представлена общая характеристика работы, обоснована актуальность темы исследования, сформулированы цели и задачи работы, отмечена научная новизна и положения, выносимые на защиту. Представлены сведения об апробации, теоретической и практической значимости работы.

В первой главе выполнен анализ публикаций и достигнутых результатов в области определения параметров, применяемых для определения текущего технического состояния механизма. Показаны особенности применения известных методов оценки технического состояния и диагностики для переналаживаемых механизмов, работающих в условиях часто меняющихся технологических процессов. По этой теме рассмотрены работы Артоболовского И.И., Балицкого Ф.Я., Биргера И.А., Бобровницкого Ю.И., Бородина Б.Е., Векилова Р.В., Верзакова Г.Ф., Вороничева Н.М., Гаскарова Д.В., Гаврилина А.Н., Генкина М.Д., Гольдштейна О.С., Горелика А.Л., Добрынина С.А., Киселева М.И., Козочкина М.П., Крейнина Г.В., Мойзес Б.Б., Мозгалева А.В., Назолина А.Л., Нахапетяна Е.Г., Павлова Б.В., Пархоменко П.П., Пронякина В.И., Сабирова Ф.С., Савинова Ю.Н., Соколовой А.Г., Статникова И.Н., Фирсова Г.И., Цухановой Е.А., Черпакова Б.И., Шехвица Э.И., Шитова А.М., Яблонского В.В. и др. Методы определения инерционных характеристик изделий и деталей машин интенсивно развиваются в МАИ (национальный исследовательский университет), ФГУП «ЦАГИ» им. Н.Е. Жуковского, Санкт-Петербургском государственном институте точной механики и оптики (технический университет), МГУ им. М.В. Ломоносова. Рассмотрены работы Адашевского В.М., Алалыкина С.С., Алышева А.С., Андреева Ю.М., Белякова А.О., Богатырева А.В., Богданова В.В., Виденкина Н.А., Ивановой Т.Б., Макарова Н.В., Мельникова В.Г., Морозова И.С., Някк В.А., Овакимяна Л.Г., Остапенко Н.Е., Панченко И.Н., Паршина В.И., Пивоваровой Е.Н., Ромащенко С.В., Сейраняна А.П., Смирнова Г.Г., Соколика Л.И., Сучилина В.А., Титарчук А.А., Чумаченко Е.К., Шатрова А.К., Шевцова Е.А. и др.

Необходимо отметить, что методы, основанные на задании исследуемому изделию колебательного движения, могут иметь ограничения, связанные с недостаточной пространственной жесткостью этого изделия. Детали и конструкции, для которых не применима модель твердого тела, в процессе «навязанных» им колебательных движений сами приобретают свойства колебательных систем, присоединённых к измерительной системе стенда. В результате увеличиваются динамические погрешности измерений. В таком случае необходимы методы, в которых не применяются колебательные движения, раскачивающие исследуемый объект.

На динамические процессы в механизме существенную роль оказывают силы трения. Их учет и количественная оценка необходимы при разработке закона движения механизма с тем, чтобы обеспечить требуемые быстродействие, допустимые динамические нагрузки, точность исполнения закона движения и точность позиционирования.

В области трибологии рассмотрены работы Ахматова А.С., Гаркунова Д.Н., Дроздова Ю.Н., Крагельского И.В., Горячевой И.Г., Колесникова В.И., Пинегина С.В., Рыбаковой Л.М., Толстого Д.М., Хрущева М.М., Чичинадзе А.В. и др.

Необходимо отметить, что глубокие фундаментальные исследования в области трибологии направлены на исследования физических процессов в сопрягаемых поверхностях одной кинематической пары. Тогда как для

определения функциональных параметров механизма, работающего в различных режимах, необходимо знать совокупный приведенный к оси ведущего звена момент от всех сил трения в кинематических парах механизма. Этот общий суммарный момент сопротивления необходимо определять каждый раз для очередного заданного механизму режима движения при смене выполняемого технологического процесса.

Вторая глава посвящена разработке метода определения технического состояния механизма. Комплекс таких параметров, определяющий функциональные характеристики механизма, условно, можно разделить на две группы. Первая группа – это параметры (характеристики), определяющие текущее техническое состояние механизма, его быстроходность, точность. Вторая – это инерционные и трибологические характеристики механизма.

Каждый параметр или характеристика имеют количественное выражение и являются одним из критериев, по которым определяется фактическое состояние механизма, или дефектное состояние. Для их определения экспериментально измеряется ряд физических процессов – диагностических сигналов, сопровождающих работу механизма, и чувствительных к отклонениям параметров. Сравнивая фактические значения параметров с нормативными (допустимыми), определяется конкретное состояние механизма.

Методика определения требуемых (нормативных) значений параметров основана на сочетании методов натурального и вычислительного экспериментов, на привлечении ранее установленных свойств родственных механизмов, на последовательном уточнении значений параметров по мере накопления опытных данных, т.е. методика предполагает процесс обучения. Методика включает последовательное выполнение следующих этапов.

1. Проведение натуральных экспериментов и накопление опытных данных.
2. Разработка математической модели движения механизма.
3. Определение ограничений на скорости и ускорения движения на основе имеющихся паспортных данных и проверочных расчетов на прочность.
4. Расчет значений параметров на модели при заданных ограничениях.
5. Экспериментальная проверка полученных результатов.
6. Уточнение норм в процессе испытаний серийных образцов механизма.

Предлагается совместить настройку и переналадку механизма с проведением оперативных диагностических процедур для определения его текущего технического состояния и локализации зарождающихся дефектов. Такой подход обеспечит ритмичную работу механизма и исключит аварийные ситуации. В зависимости от конструкции механизма, применяемого привода движения и предъявляемых требований, для него формируется индивидуальный комплекс соответствующих параметров.

Методику определения текущего технического состояния механизма предлагается рассмотреть на примере поворотных столов с гидроприводом, применяемых в агрегатных станках. Такой прием описания методики позволяет наиболее полно представить весь комплекс выполняемых работ. Выбор поворотного стола в качестве примера обусловлен тем, что оценка его технического состояния и процедура диагностирования обладают значительной трудоёмкостью. Связано это с тем, что поворотный стол является, как правило, центральным объектом станка и окружен силовыми головками и другим технологическим оборудованием. Измерение диагностических сигналов,

встраивание датчиков давления в гидросистему, проведение наладочных или ремонтных мероприятий на поворотном столе сопряжено с дополнительными монтажно-демонтажными работами: снятие исправных работоспособных силовых головок, закрывающих доступ к поворотному столу, снятие приспособлений с планшайбы, инструментальной оснастки, демонтаж ограждений и других элементов. Всё это приводит к увеличению трудоемкости ремонта, диагностирования и оценки текущего технического состояния. Таким образом, на примере поворотного стола можно в полной мере раскрыть особенности применения предлагаемой методики.

Предлагается следующий технологический прием исследований механизмов, основанный на общности задач параметрической идентификации и диагностики механизмов. Задается силовое воздействие на механизм со стороны привода, и измеряется реакция динамической системы механизма на воздействие. Для механизмов регистрируемая реакция - это кинематические параметры движения звеньев: перемещения, скорости, ускорения, погрешность позиционирования исполнительного звена, а также погрешность воспроизведения заданного закона движения. Количественные значения этих параметров являются теми критериями, которые необходимы для определения текущего технического состояния механизма.

Например, настройка поворотного стола на очередной технологический процесс связана с изменением числа позиций деления z , т.е. с изменением угла поворота $\psi = 2\pi/z$ планшайбы от одной позиции обработки до другой. Кроме этого, технологическим процессом задается время поворота $t_{нов}$ на угол ψ , поскольку это время синхронизировано с работой других механизмов. На планшайбу установлены новые детали и приспособления. Следовательно, изменилась инертная масса планшайбы и её момент инерции J . При разгоне, торможении и фиксации планшайбы возникают динамические нагрузки на детали привода поворота планшайбы, которые должны быть согласованы с нагрузочной способностью механизма стола.

Практика эксплуатации поворотных столов на различных предприятиях показала, что при необоснованном уменьшении времени $t_{нов}$ т.е. увеличении скорости ω поворота планшайбы, значительно возростали ускорения ε планшайбы при торможении, и недопустимо большой динамический крутящий момент $M_{кр} = J \cdot \varepsilon$ деформировал детали крепления планшайбы к оси поворота. В результате возникали аварийные ситуации с длительными простоями, и выигрыш в производительности за счет уменьшения $t_{нов}$ оборачивался уменьшением календарной (месячной) производительности технологического процесса.

Таким образом, для переналаживаемых механизмов каждый новый закон движения должен быть обоснован, и удовлетворять требованиям технологического процесса по быстродействию ($t_{нов}$) и, одновременно, допустимым динамическим нагрузкам, определяемым конструкцией механизма. Для этого заранее, опытным путем и на основе расчетов, определяется «слабое звено» механизма и допустимые нагрузки. В данном случае это максимально допустимый крутящий момент $M_{кр}$ со стороны планшайбы.

Затем определяются массы, координаты центров масс и моменты инерции деталей, устанавливаемых на планшайбу. С этой целью в данной работе созданы методы и средства определения инерционных характеристик тел. Рассчитав общий момент инерции J нагруженной планшайбы, можно определить наибольшее

допустимое ускорение $[\varepsilon_{\text{макс}}]$. В результате получено условие, которому должен удовлетворять закон движения $\omega(t)$ планшайбы, второе условие определяется из требования быстродействия поворотного стола:

$$\frac{d\omega(t)}{dt} \leq [\varepsilon_{\text{макс}}], \quad \int_{t=0}^{t_n} \omega(t) dt = \frac{2\pi}{z};$$

где t_n и z устанавливаются технологическим процессом.

Скорость поворота планшайбы должна одновременно удовлетворять обоим условиям. Определять такой закон движения целесообразно на математической модели. В данном случае это система дифференциальных уравнений, включающая параметры механизма: модуль упругости рабочей жидкости, процентное содержание воздуха в жидкости, силы трения поршня в гидроцилиндре и в направляющих планшайбы, коэффициент потерь давления в дросселирующих отверстиях, зазоры в кинематических парах, и другие структурные параметры механизма.

Математическая модель является рабочим инструментом, который каждый раз будет применяться при переналадке поворотного стола. Так на практике была решена реальная задача настройки поворотного стола на новый технологический процесс. Требовалось настроить стол на число позиций деления $z = 6$, а время поворота $t_{\text{нов}}$ на угол $\psi = 2\pi/6$ должно быть равно 0,8 с. Расчетным путём была получена оценка суммарного момента инерции J планшайбы с установленными грузами: $J = 1,61 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Предварительно расчетами на прочность установлен максимальный допустимый момент $M_{\text{кр}} = 112,7 \text{ н}\cdot\text{м}$. Это параметр, характеризующий нагрузочную способность механизма. По этим данным рассчитано наибольшее допустимое ускорение $[\varepsilon_{\text{макс}}]$ планшайбы для данной настройки стола: $[\varepsilon_{\text{макс}}] = M_{\text{кр}}/J = 70 \text{ рад/с}^2$. Согласно установленным параметрам z , $t_{\text{нов}}$, $[\varepsilon_{\text{макс}}]$ на математической модели рассчитана функция изменения закона движения планшайбы $\omega(t)$ и ускорение $\varepsilon(t)$. При этом учитывался ещё один параметр работоспособного состояния – давление p в гидросистеме, которое должно быть по нормам ТУ на поворотный стол в пределах $2 \div 2,4 \text{ МПа}$.

Рассчитанный на модели закон изменения скорости, который теоретически удовлетворяет кинематическим критериям, необходимо проверять экспериментально. Имеющиеся на поворотном столе регулировки (гидравлические дроссели) позволяют оператору в широких пределах настраивать скорость $\omega(t)$ планшайбы. На рис.1 показаны осциллограммы скорости ω и ускорения ε в соответствии с рекомендациями, полученными на математической модели.

Установлены нормативные числовые значения кинематических $\omega(t)$, $[\varepsilon_{\text{макс}}]$ и силовых p_1 , p_2 , $M_{\text{кр}}$ параметров - работоспособного состояния поворотного стола для данной настройки. Экспериментальная проверка погрешности $\delta\psi$ углового деления показала её соответствие требованиям технических условий на поворотный стол и требованиям точности технологического процесса. В итоге, получен следующий комплекс параметров, определяющих функциональные характеристики поворотного стола: $t_{\text{нов}}$, $[\varepsilon_{\text{макс}}]$, p_1 , p_2 , $M_{\text{кр}}$, J , $\delta\psi$. Одновременно, это те параметры, по которым определяется его текущее техническое состояние.

Аналогично, по данной методике, определяются параметры для других механизмов. Это может быть другой набор параметров. В процессе эксплуатации механизма происходит зарождение и развитие дефектов, накопление, анализ и

превентивное устранение которых необходимы для обеспечения работы без аварий и длительных простоев.

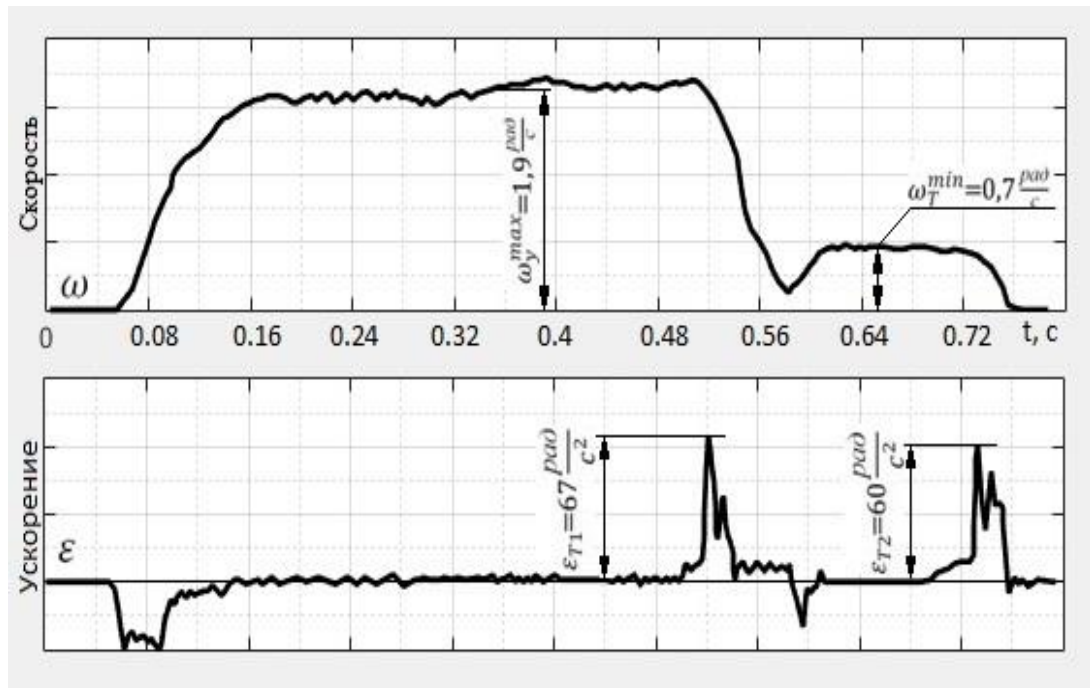


Рис. 1. Экспериментальная проверка расчетного закона движения

В третьей главе показаны методы исследования и анализа дефектных состояний механизмов. Методы основаны на сочетании натуральных и вычислительных экспериментов, анализе данных заводских ремонтных служб и результатов эксплуатации аналогичных конструкций механизмов. Анализ дефектов проводится на примере поворотных столов с гидроприводом и червячным редуктором привода вращения планшайбы.

В ходе обобщения и анализа экспериментальных данных, была установлена закономерность развития дефектов, аналогичная тем, которая имеет место в биологической среде, когда один возникший дефект стимулирует развитие следующего, но более опасного, вызывающего аварийные ситуации.

Так, например, работа некоторых поворотных устройств сопровождалась заклиниванием самотормозящейся червячной передачи после остановки и фиксации планшайбы на жестком упоре – фиксаторе. Дефект состоит в том, что после подачи команды на поворот планшайбы, её движения не происходит из-за того, что момент трения, возникший в самотормозящейся червячной передаче больше момента, развиваемого гидромотором. Момент трения возникает из-за динамических усилий, связанных с резкой остановкой планшайбы на жестком упоре. Возникновение дефекта имеет «мерцающий» характер: может возникать постоянно на каждом цикле, а может появиться внезапно. Влияние большого числа подозреваемых параметров, способных вызвать заклинивание, затрудняет исследование этого дефекта только экспериментальными методами. Процесс образования момента трения в червячном зацеплении моделировался на математической модели.

По результатам математического моделирования был сужен круг подозреваемых параметров до четырёх. Это заметно облегчает дальнейший поиск причин заклинивания. Исследования показали, что основной причиной

заклинивания является недостаточная герметичность гидравлического дросселя, который состоит из обратного клапана, резиновых уплотнений и диафрагмы с калиброванными отверстиями. Наиболее частой причиной недостаточного гидравлического сопротивления являются не герметичность обратного клапана и дефекты резиновых уплотнений. Эти изделия являются покупными комплектующими, поступающими с других предприятий. Проверка показала, что из восьми дефектных дросселей у пяти наблюдались дефекты обратного клапана, у двух дефекты резиновых уплотнений и только у одного диаметры калиброванных отверстий диафрагмы превышали допустимую величину 1,3 мм. Диафрагма изготавливалась на заводе изготовителе поворотных столов.

В результате дефект, вызывающий длительные аварийные простои оборудования, был ликвидирован простой сменой поставщика комплектующих изделий.

При анализе дефектов важно установить первичный источник возникновения аварийной ситуации. В этом случае достигается ощутимый экономический эффект от применения методов диагностики. Не устранив действительную причину, можно многократно проводить трудоёмкие работы по ликвидации аварии, не устраняя при этом первопричину.

Например, при эксплуатации поворотных столов происходит «разбалтывание» винтов крепления компенсатора, который необходим для согласования процессов торможения и реверсирования планшайбы.

В результате компенсатор смещается или выпадает, что наблюдалось в процессе эксплуатации. Это приводит к тому, что происходит неполное торможение планшайбы или оно вообще не происходит, поскольку компенсатор не участвует в управлении процессом торможения. Но электрическая команда на реверсирование планшайбы от датчика поступает независимо от того, было торможение или нет. Движение меняется на противоположное без предварительного торможения. В результате возникает явление жесткого удара в кинематической цепи привода вращения планшайбы. Оно сопровождается недопустимо большими динамическими нагрузками на детали червячного и зубчатого редукторов, а также на детали гидромотора.

На рисунке 2 приведены осциллограммы скорости $\omega(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ планшайбы поворотного стола, у которого имеется указанный дефект.

При изменении направления скорости на противоположное, возникают недопустимо большие ускорения $\varepsilon_T = 40 \text{ рад/с}^2$ и динамические нагрузки M_D превышают допустимые в три раза. При многократном «ударном» характере воздействия динамического момента в процессе работы поворотного стола происходит разрушение наклонной шайбы гидромотора, как наиболее слабого элемента конструкции механизма привода вращения планшайбы. Ремонтные службы, в ряде случаев, ограничиваются только заменой гидромотора, и не устраняют действительный, первичный источник дефекта – выпадение или смещение компенсатора. В результате, через полтора-два месяца очередной гидромотор выходит из строя. Замена гидромотора в условиях, когда оснащенный приспособлениями поворотный стол установлен на агрегатном станке, связана с проведением длительных, трудоемких демонтажных и монтажных работ другого (исправного) оборудования, которое закрывает доступ к поворотному столу. Пример показывает необходимость диагностирования механизмов и глубокого, детального анализа процессов возникновения и развития дефектов. Установлена

особенность дефектов механических систем - эволюционный характер их развития, когда один дефект стимулирует развитие другого, более опасного, с большими аварийными последствиями.

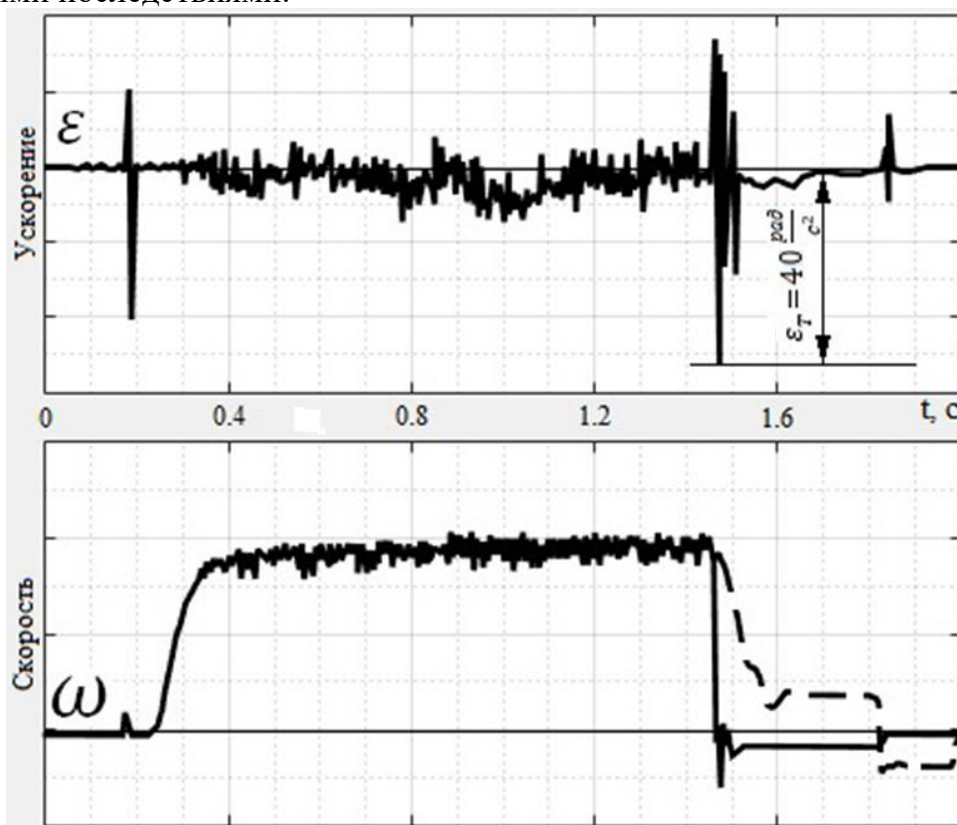


Рис.2. Дефект механизма торможения и его влияние на динамику торможения

В четвертой главе рассмотрены методы определения технического состояния механизмов и оперативной диагностики. Для каждого механизма сформирован комплекс параметров, которые определяют его техническое состояние. Это нормативные значения некоторых физических параметров. Определив их фактические значения, и сравнивая с нормативными, определяется текущее состояние механизма. Для того, чтобы определить фактические значения параметров, необходимо экспериментально измерять диагностические сигналы – физические процессы, сопровождающие работу механизма. Это тот комплекс параметров, по фактическим значениям которых в результате сравнения с нормативными, определяется состояние механизма. Установление связи диагностических параметров с дефектами, создание алгоритмов классификации и распознавания дефектов устанавливается с помощью блок-схемы. Блок-схема строится как многоуровневая таблица. Элементы каждого уровня выполняют одну общую функцию. Так выявляется взаимосвязь между дефектами и диагностическими параметрами.

Для повышения оперативности постановки диагноза и снижения трудоемкости процедур диагностики целесообразно, где это возможно, увеличить информативность диагностических сигналов, уменьшая при этом количество регистрируемых сигналов.

Предлагается следующий метод повышения информативности. Например, в известном методе диагностики по интервалам времени каждый измеряемый интервал, связанный с дефектной деталью, рассматривается как

детерминированная фиксированная величина. Изменив методику измерения интервалов времени, его математическое описание и алгоритмы обработки сигнала, меняется представление об интервалах времени, как физических величинах. Представление об интервалах времени как о случайных величинах более полно и точно отражает их физические свойства и открывает возможности для увеличения информативности.

При экспериментальных исследованиях различных механизмов циклового действия было установлено, что, при достаточно точных многократных измерениях интервалов времени t_i движения механизма из одного фиксированного положения в другое, обнаруживаются его случайные отклонения около некоторого среднего значения. При этом оказывается, что в случайной составляющей времени t заключен значительный объем диагностической информации о текущем состоянии динамической системы механизма.

Таким образом, наряду с анализом конкретного физического процесса, например, координаты перемещения звена механизма $x(t)$, предлагается измерять и анализировать время достижения процессом $x(t)$ некоторой фиксированной величины. Это может быть время достижения исполнительным звеном механизма заданной точки в процессе движения.

Процесс формирования случайной составляющей интервала времени иллюстрируется следующим примером. Силовой стол с гидроприводом многократно перемещается по направляющим из начального положения x_0 в заданную точку x_1 . Давление в полости нагнетания испытывает случайные колебания, вызванные как пульсацией насоса и динамическими процессами в гидросистеме, так и влиянием других узлов с гидроприводом, которые обслуживает гидростанция. Кроме этого, по-разному, проявляются силы трения в направляющих силового стола. Следовательно, движущая сила, действующая на массу силового стола, является случайным процессом. Ответная реакция механизма стола на случайные воздействия — это скорость $v(t)$ движения массы стола, которая также испытывает случайные колебания и также является случайным процессом. Тогда перемещение силового стола $x(t)$, как интеграл от случайной функции – скорости $v(t)$ - тоже случайный процесс: $x(t) = \int_0^t v(t) dt$. И

можно говорить о времени достижения процессом $x(t)$ заданной координаты x_1 , как о величине случайной, которая имеет свой характерный закон распределения вероятностей.

Существует связь между характером изменения во времени физического процесса $x(t)$, как случайного процесса, и законом распределения вероятности времени достижения этим процессом постоянной заданной величины. Эта связь следует из уравнения Понтрягина для функции $f(p_i, t)$ плотности вероятности времени первого достижения случайным процессом заданной величины, как функции структурных параметров p_i ($i=1, 2, 3, \dots, N$) динамической системы механизма. Уравнение Понтрягина устанавливает детерминированную функциональную зависимость между характером изменения во времени физического процесса $x(t)$, как случайного марковского процесса, и функцией $f(p_i, t)$ плотности вероятности распределения времени достижения процессом заданной величины.

Предлагаемый в данной работе метод диагностирования основан на

зависимости свойств случайного процесса $x(p_i, t)$ от структурных параметров p_i механизма. Зарождение дефекта – это отклонение δp_k структурного параметра механизма от нормативного значения, которое влечет за собой изменение характера случайного процесса, и как следствие, меняет функцию $f(p_i, t)$. Изменение функции $f(p_i, t)$ – внешний признак зарождения дефекта. Каждое отклонение δp_k характерным образом влияет на функцию $f(p_i, t)$. Таким образом, каждому дефекту соответствует своя функция $f(p_i, t)$, что позволяет распознавать различные состояния.

Диагностирование дефекта состоит в сравнении предъявленной к распознаванию гистограммы с полученными ранее гистограммами, которые соответствуют известным дефектным состояниям. Эти гистограммы являются результатом предварительного «обучения» диагностической системы. Схема измерения интервалов времени показана на примере робота (рис.3 а), который многократно совершает однотипные движения из одного крайнего положения в другое.

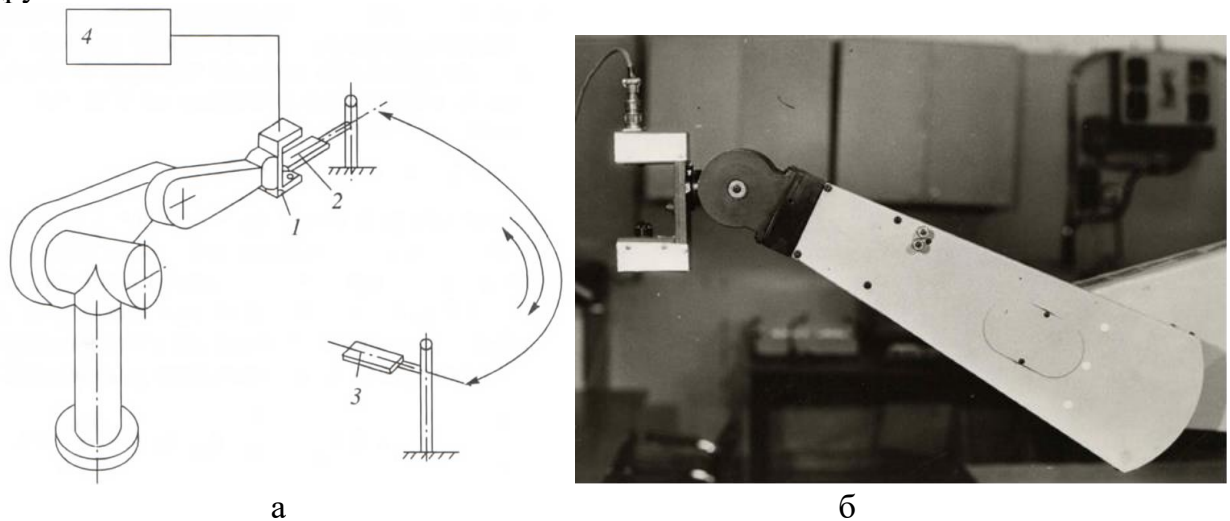


Рис. 3.а - Схема измерения интервалов времени, б- Схема крепления датчика

Оптический датчик 1, состоящий из источника света и фототранзистора, реагирует на изменение светового потока. В двух крайних положениях неподвижно установлены светонепроницаемые пластины 2 и 3. Открытие светового потока датчика при его перемещении из начального положения 2 запускает таймер 4 на измерение времени движения, а перекрытие его в конечном положении пластиной 3 останавливает измерение. В результате многократного повторения движений формируется статистический массив $\{t-t_0\}$ по которому строится гистограмма. Пример крепления датчика в схват робота показан на рисунке 3 б.

Метод диагностики экспериментально проверялся на поворотном столе с червячным редуктором, который с помощью муфты соединён с электродвигателем. В механизм целенаправленно «внедряли» заранее известные дефекты, которые были связаны с качеством изготовления и сборки механизма. Так гистограмма на рисунке 4 а соответствует исправному состоянию механизма, рисунок 4 б – соответствует увеличенной силе трения в червячном зацеплении, на рисунке 4 в – увеличен зазор в соединительной муфте между редуктором и двигателем, на рисунке 4 г – увеличен зазор в червячном зацеплении.

Для каждого дефекта получены гистограммы характерной формы, которые легко идентифицировать.

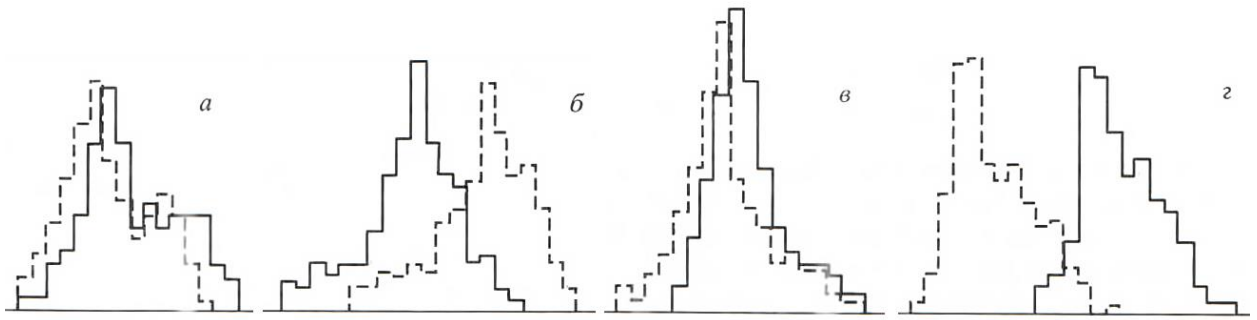


Рис. 4. Гистограммы, соответствующие различным состояниям механизма.

Для проверки устойчивого соответствия форм гистограмм соответствующим состояниям механизма эксперименты повторяли. Для этого заново воспроизводился закон движения и процесс измерения t . Пунктиром на рисунке 4 показаны гистограммы при повторном воспроизведении экспериментов. Близкое совпадение соответствующих гистограмм свидетельствует об устойчивом взаимном соответствии динамических свойств механизма и законов распределения для времени t . Полученный результат свидетельствует о возможности повышения информативности экспериментальных данных при соответствующей организации эксперимента и математической обработке результатов.

В пятой главе разработаны методы определения инерционных характеристик деталей механизмов. Предварительная оценка величин масс, координат центров масс и моментов инерции необходима для расчета и назначения механизму закона движения, который должен обеспечить требуемую быстроходность, точность и допустимые динамические нагрузки на детали механизма.

Для оценки указанных характеристик разработаны методы экспериментального определения, в основе которых лежит известный технологический прием, применяемый при балансировке – метод пробных грузов. Модифицируя известный метод введением дополнительных технологических операций, удалось расширить его возможности и определять не только величину и положение дисбаланса, но и массу, координаты центра масс и тензор инерции исследуемой детали. Для этого разработана новая измерительная система. Испытания предлагается проводить в поле центробежных сил, где координаты центра масс детали точно совпадают с координатами «центра тяжести». Кроме этого, исключаются раскачивающие колебательные движения, задаваемые исследуемой детали, легко и просто регулируются динамические нагрузки на деталь. Метод позволяет расширить номенклатуру исследуемых объектов, для которых не применима модель твёрдого тела. Измеряемым источником информации является последовательность интервалов времени.

Синтезирована схема испытательного стенда для балансировки роторов (рис.5). Испытаниям подлежит ротор 1, закреплённый на оси 2, которая установлена на опорах качения на платформе 3. Платформа закреплена на трёх стойках 4 с упругими шарнирами 5. Это позволяет платформе смещаться в горизонтальной плоскости в любом направлении, сохраняя параллельность и обеспечивая одинаковую жесткость в любом горизонтальном направлении. Платформа на стойках образует колебательную систему, подобную астатическому маятнику. Вращение ротору передается от двигателя через вал 6, который оснащён двумя карданными шарнирами 7.

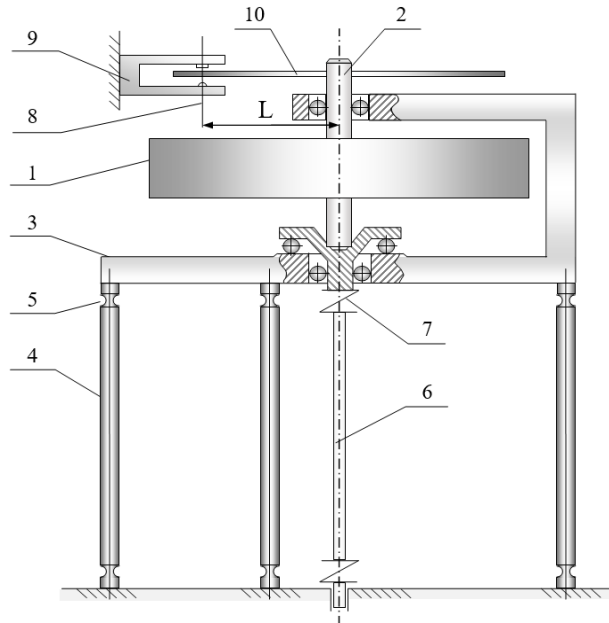


Рис. 5. Механизм испытательного стенда и измерительная система

Измерительная система стенда состоит из фотоэлектрического выключателя 9, прозрачного диска 10, закреплённого на оси 2. На диск нанесены светонепроницаемые оси ξ_1 и η_1 , образующие подвижную систему координат. Интервалы времени регистрируются таймером в результате пересечения оптической оси 8 выключателя 9 осями ξ_1 и η_1 , расположенными на диске 10. Прерывания светового потока - сигнал начала счёта интервала времени. Повторное пересечение – остановка счёта. В результате формируются три последовательных интервала времени Δt_j ($j = 1, 2, 3$). Их сумма равна времени оборота ротора и можно определить угловую скорость Ω ротора и углы ψ_j поворота, на которые он успевает повернуться между последовательными пересечениями оси 8.

Три угла содержат информацию о величине и положении дисбаланса ротора. На рисунке 6 показаны положения подвижной системы $W\xi_1\eta_1$, соответствующие углам поворота Ψ_j . Необходимо определить угол β и радиус $|r|$. Оптическая ось датчика - точка D в неподвижной системе Ox_0y_0 имеет координаты $(0, L)$. Зная угол Ψ_1 , определяется положение подвижной системы $W\xi_1\eta_1$ относительно неподвижной. Из формул преобразования координат точки D из неподвижной системы в подвижную, получим первое уравнение относительно модуля $|r| = r$ и угла β :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ -\eta_{1D} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin \psi_1 / 2 & -\cos \psi_1 / 2 \\ \cos \psi_1 / 2 & -\sin \psi_1 / 2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r \sin(\psi_1 / 2 - \beta) \\ L + r \cos(\psi_1 / 2 - \beta) \end{pmatrix}$$

При дальнейшем повороте на угол ψ_2 ось ξ_1 пересечет точку D (рис.6). В этот момент её координаты равны $(\xi_{1D}, 0)$, и из формулы преобразования координат следует второе уравнение. Решения двух уравнений относительно β и r имеют вид:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\sin(\Psi_1 / 2 + (\Psi_2))}{\cos(\Psi_1 / 2)} \right), \quad r = |r| = L \sqrt{\cos^2(\Psi_1 / 2) + \sin^2(\Psi_1 / 2 + \Psi_2)} \quad (1)$$

Из формулы (1) следует, что расчетная величина модуля радиуса r зависит от величины расстояния L (Рис.5), которая выбирается произвольно. Можно доказать, что расчетная величина r по формуле (1) не зависит от выбранного значения L .

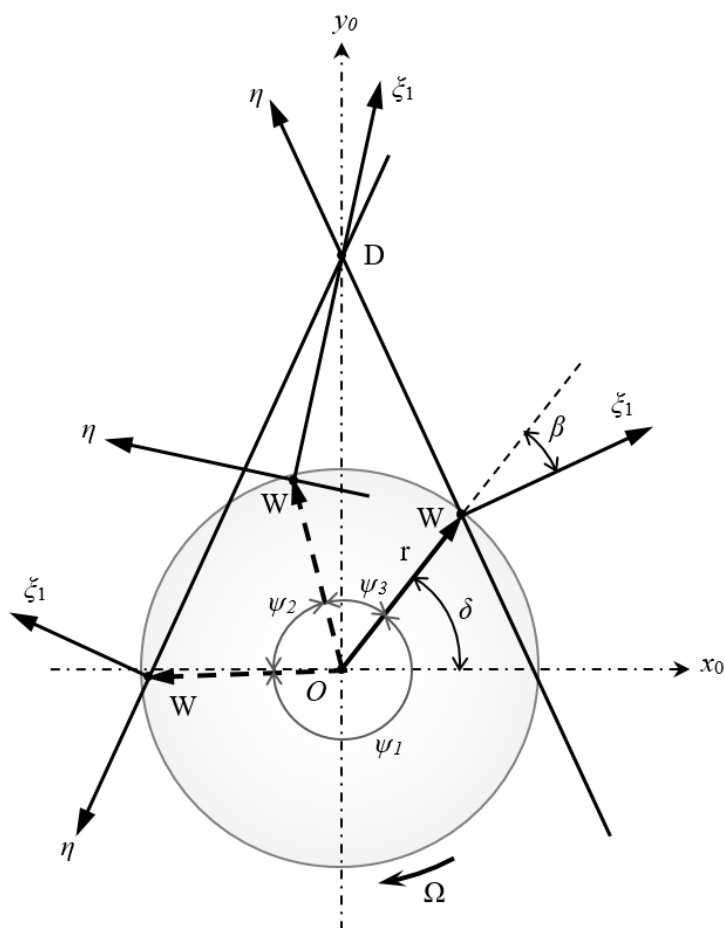


Рис. 6. Измерение углов поворота ротора

Дальнейший алгоритм направлен на определение величины и положения уравнивающей массы $m_{ур}$, и повторяет уже известный метод пробных грузов.

Оценка чувствительности измерительной системы следующая. При расстоянии $L = 100$ мм и смещении оси ротора на радиус r , равный одному микрону, углы ψ_1 и ψ_2 меняются, приблизительно, на 2 угловых секунды.

Оценка погрешности измерения углов хронометрическим методом составляет не более 0,7 угловых секунды. Погрешность δr расчета радиуса r по формуле (1) составляет не более 0,1 мм. Погрешность оценки уравнивающей массы равна 0,5%, что вполне достаточно для оперативных инженерных расчетов.

Для определения массы ротора или массы детали и координат центра масс детали метод пробных грузов модифицируется и дополняется технологическими операциями - линейными смещениями пробного груза и детали на конечные величины. Для этого синтезирована схема испытательного стенда (рис. 7). Основу стенда составляет вращающаяся платформа 1, движение которой передается от двигателя через вал 2 с двойным карданным шарниром 3. Платформа 1 вместе с основанием 4, тремя стойками 5 и упругими шарнирами 6 образуют колебательную систему, подобную астатическому маятнику. Для позиционирования, удержания исследуемой детали 7 и перемещения её на произвольную, но известную величину, на платформе расположена каретка 8, способная перемещаться в прямолинейных направляющих. Центр масс каретки S_I в исходном положении совпадает с осью вращения платформы. Масса каретки m известна и играет роль пробной массы.

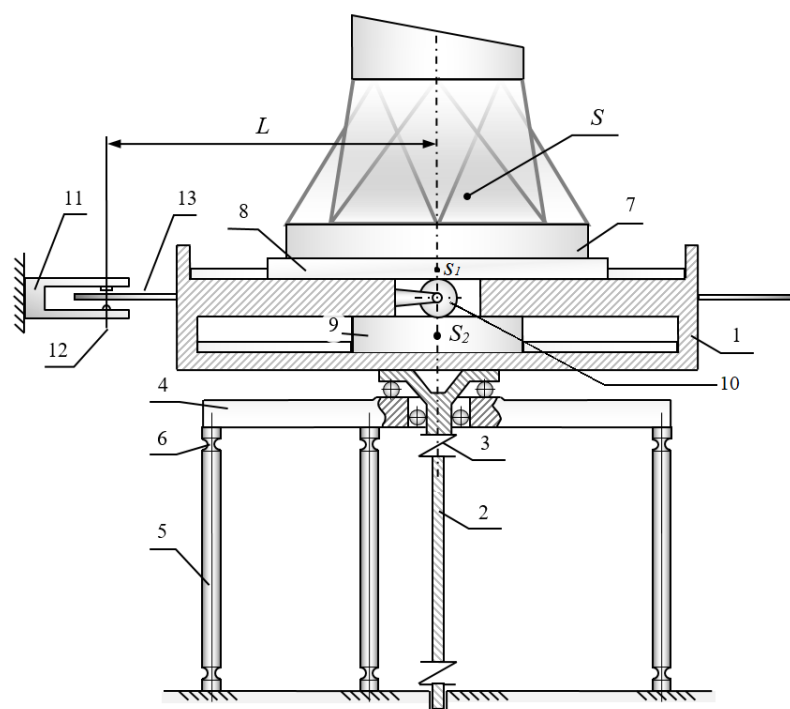


Рис. 7. Схема испытательного стенда

Под кареткой по направляющим перемещается уравнивающий груз 9, массой m , равной массе каретки. Груз предназначен для уравнивания центробежной силы от действия каретки, если она смещена от начала координат. Перемещение груза 9 в противоположную сторону на равное с кареткой расстояние осуществляется двойной зубчатой реечной передачей, элементами которой служат каретка 8, уравнивающий груз 9 и два зубчатых колеса 10, расположенные на одной оси. Они способны блокироваться и разъединяться за счет взаимного смещения вдоль оси вращения, не выходя из зацепления с рейками. Одно колесо всегда в зацеплении с рейкой на каретке, другое – с рейкой на уравнивающем грузе 9. Находясь в центральном положении, центры масс каретки S_1 и груза - S_2 уравновешены. В этом положении неуравновешенность всей системы возможна только из-за смещения центра масс S исследуемой детали 7.

Неизвестный радиус-вектор центра масс детали R и неизвестная масса M определяются по результатам измерений. Для этого применяется указанная выше измерительная система. Это фотоэлектрический датчик 11 с оптической осью 12, и модулирующие световой поток координатные оси ξ_1 и η_1 , которые нанесены на оптически прозрачный диск 13. Измерительный процесс складывается из последовательного выполнения трёх технологических операций.

1. При вращении платформы 1 последняя вместе с основанием 4 смещаются на радиус-вектор r_1 . В подвижной системе координат $W\xi_1\eta_1$ положение r_1 определяется углом β_1 . Величины r_1 и β_1 вычисляются по трём значениям углов ψ_j .

2. Каретка 8 с закреплённой на ней деталью 7 смещается на произвольный, но известный радиус-вектор k , направление которого задано направляющими на платформе 1. Груз 9 перемещается в противоположную сторону на величину k . При вращении платформа сместится на радиус-вектор r_2 с полярным углом β_2 .

3. Зубчатые колёса 10 разъединяются и уравнивающий груз 9 возвращается в центральное положение. При этом, каретка 8 с деталью 7 остались на прежнем месте, т.е. смещены на радиус – вектор k .

При вращении платформы произойдёт её смещение на новый радиус–вектор r с полярным углом β , которые находятся по установленным ранее формулам. Известные величины $r, r_1, r_2, \beta, \beta_1, \beta_2$, масса m пробного груза и величина вектора смещения k позволяют однозначно определить массу M тела и радиус вектор R .

Отрезок ab , соединяющий вершины радиус- векторов r_1 и r_2 равен $\sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)}$, а отрезок $ac = \sqrt{r_1^2 + r^2 - 2r_1r \cos(\beta + \beta_1)}$ соединяет вершины радиус –векторов r_1 и r . Неизвестные масса M детали и модуль радиус-вектора $|R|$ центра масс равны: $M = m(ab)/(ac - ab)$; $|R| = |r_1|/|k|/(ab)$. Угол γ фазового отставания вектора r_1 от вектора R определяется из скалярного произведения векторов ab и k . Положение r_1 известно. Следовательно, определен радиус – вектор R центра масс детали. Погрешность определения массы детали не более 0,7%.

Для определения трёх осевых и трёх центробежных моментов инерции детали стенд оснащается манипулятором, который сообщает детали конечные угловые повороты в пространстве (рис.8). Исследуемое тело 1 установлено на планшайбе 2, которая может поворачиваться относительно кронштейна 3 на углы 45° и 90° градусов вокруг оси B и фиксироваться в каждом из этих положений.

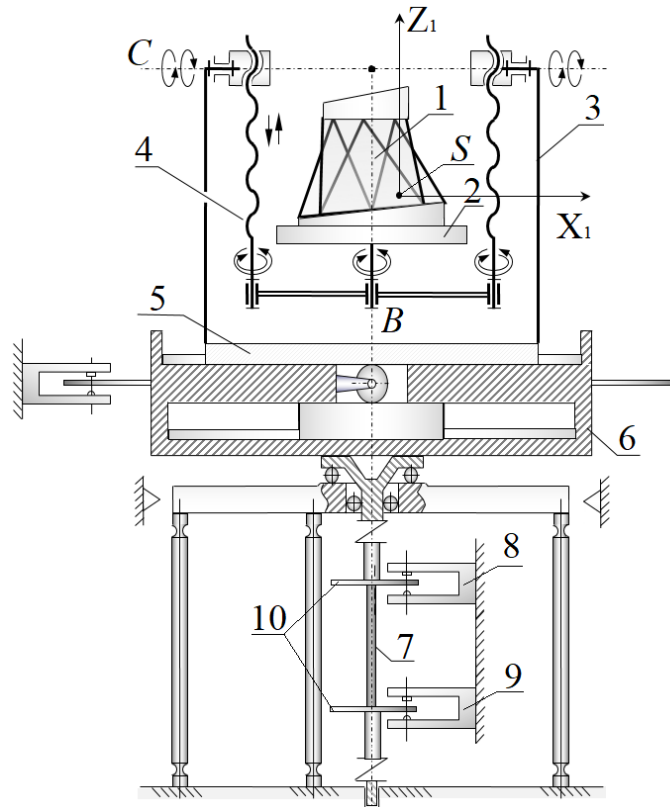


Рис. 8. Стенд с манипулятором для угловых поворотов детали

Кронштейн 3 вместе с двумя винтовыми механизмами 4, работающими всегда синхронно, образуют поворотный механизм вокруг оси C на углы 45° и 90° . Оси B и C находятся в одной плоскости. Вся конструкция манипулятора базируется на каретке 5, которая может перемещаться в радиальном направлении в плоскости платформы 6. Перемещение каретки и пробного груза необходимы для нахождения массы и трёх координат центра масс детали на данном стенде.

Механизм манипулятора обеспечивает три степени свободы: повороты вокруг осей B и C , а также линейное смещение за счет вращения винтовых механизмов 4. С помощью этих механизмов центр масс S тела может быть совмещен с осью C . Конструкция испытательного стенда позволяет с одной установки, без смены измерительных баз детали, определить массу, три координаты центра масс и шесть компонент тензора инерции детали. Центр масс S детали совмещается точкой пересечения осей B и C . С деталью связана система координат $SX_I Y_I Z_I$. В начальном положении ось X_I совмещена с осью C , а ось Z_I – с осью B .

Повороты детали вместе с системой координат $SX_I Y_I Z_I$ на 45° и 90° , задаваемые манипулятором, позволяют определить методом, предложенным М.М. Гернет, шесть компонент тензора инерции. Основу метода составляют соотношения между шестью осевыми и тремя центробежными моментами инерции, при специальном выборе координатных осей. Это три координатные оси системы $SX_I Y_I Z_I$, а также три биссектрисы прямых углов, образованных этими осями: ось U – биссектриса угла $X_I S Z_I$, ось V – биссектриса угла $X_I S Y_I$; ось W – биссектриса угла $Y_I S Z_I$.

Каждую из шести осей необходимо совместить с осью вращения. Для этого основание 1 (Рис. 8) стенда закрепляется неподвижно, каретка 2 в центральном положении и ось B совпадает с осью вращения платформы 3. Сообщая планшайбе 2 последовательно конечные повороты вокруг осей B и C , можно каждую из шести координатных осей совместить с осью вращения платформы.

Задавая изделию ускоренное вращение и измеряя крутящий момент M , угловую скорость ω и угол поворота φ , по теореме об изменении кинетической энергии $T=J\omega^2/2$, можно рассчитать осевой момент инерции J вращающихся масс относительно каждой из шести осей из уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{J\omega^2}{2} \right) = M - M_r, \quad (2)$$

где M_r – момент сопротивления вращению в опорах качения стенда.

Измерительная система стенда разработана так, что функции ω , M и M_r определяются как функции одного аргумента φ . Крутящий момент M от двигателя передается платформе 6 через торсионный вал 7 с известной угловой жесткостью j . На концах торсиона 7 расположены два фотоэлектрических датчика 8 и 9 для измерения угла поворота платформы 6, угла закручивания ψ торсиона 7 и расчета крутящего момента двигателя $M = j\psi$. Величина $\Delta\varphi$ – шаг следования отверстий, модулирующих световой поток на подвижных дисках 10.

Для любого положения планшайбы 2 в пространстве, осевой момент инерции J_i ($i=1,2,3$) деталей стенда (без исследуемой детали) всегда может быть рассчитан предварительно, и поэтому известен. Интегрируя уравнение (2) для шести угловых положений тела, получим шесть уравнений баланса энергий:

$$\begin{aligned} (J_1 + J_Z) (\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi; \\ &\dots\dots\dots \\ (J_3 + J_W) (\omega_6^2(\varphi_n) - \omega_6^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_W(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rW}(\varphi, \omega_6(\varphi)) \Delta\varphi. \end{aligned} \quad (3)$$

где J_i – известные осевые моменты инерции деталей станда для трёх угловых положений планшайбы 2 при поворотах вокруг оси C; J_x, J_y, \dots, J_w – определяемые осевые моменты инерции тела.

Работа моментов сил трения в уравнении (3) определяется в результате применения модифицированного метода пробных грузов. В результате определяются осевые моменты инерции $J_z, J_x, J_y, J_v, J_u, J_w$, значения которых позволяют рассчитать три центробежных момента инерции:

$$J_{xe} = J_{yx} = \frac{J_x + J_y}{2} - J_v; \quad J_{yz} = J_{zy} = \frac{J_y + J_z}{2} - J_w; \quad J_{zx} = J_{xz} = \frac{J_x + J_z}{2} - J_u$$

Получены все шесть компонент тензора инерции. Определив инерционные характеристики каждой установленной на механизм детали, можно рассчитать общий суммарный момент инерции подвижных масс, установленных на механизм, поскольку теперь известны массы, координаты центров масс и центральные моменты инерции. Эта информация позволяет рассчитать наибольшие допустимые ускорения $[\varepsilon]$ механизма из условий допустимых динамических нагрузок на детали механизма.

Предложенный метод определения инерционных характеристик тел открывает возможности для определения функции изменения приведенного к заданной оси момента инерции механизма с установленными деталями и функции изменения приведённого момента сил трения в механизме.

В шестой главе приведены методы определения приведённых к заданной оси функций изменения момента инерции механизма и момента сил трения в механизме.

Если конструкция механизма такова, что передаточное отношение от исполнительного звена к двигателю является переменной величиной, то установка новых инертных масс на механизм может коренным образом менять функцию изменения приведённого к оси двигателя момента инерции “нагруженного” механизма. В этом случае, для определения закона движения механизма с новыми массами, который бы обеспечивал максимальную быстроходность и одновременно, допустимые динамические нагрузки на детали механизма, необходимо знать реальные функции изменения приведённого момента инерции $J(\varphi)$ механизма и момента сил трения $M_r(\omega(\varphi))$.

Известные на сегодня методы оценки величины приведённого момента инерции механизма имеют общий недостаток. Все методы при определении момента инерции учитывают энергетические затраты на работу сил трения в подвижных соединениях механизма. Поэтому оценка величины приведенного момента инерции получается завышенной.

Предлагается метод оперативной отдельной оценки функций $J(\varphi)$ и $M_r(\omega(\varphi))$, приведённых к оси ведущего звена механизма – кривошипу. Метод адаптирован к применению в условиях действующего производства.

Разработанные методы экспериментального определения массы, координат центра масс и шести центральных моментов инерции твердого тела позволяют рассчитать функцию изменения приведённого к заданной оси момента инерции всего механизма с установленными на нём обрабатываемыми деталями. Считаем известными инерционные и геометрические характеристики подвижных звеньев механизма. Пользуясь разработанными методами, определяются необходимые инерционные характеристики устанавливаемых деталей.

Зная кинематическую схему и фактические размеры звеньев механизма, инерционные характеристики каждого звена и установленных деталей, а также координаты центров масс всех подвижных деталей, можно рассчитать функцию изменения приведённого момента инерции $J(\varphi)$ всего механизма. На динамику механизма также оказывает существенное влияние момент сил трения $M_r(\omega, \varphi)$ в кинематических парах механизма, который является переменной величиной.

Для определения $M_r(\omega, \varphi)$ рассмотрим работу механизма в составе машинного агрегата, который включает исследуемый механизм и привод механизма. Для согласования скорости вращения ротора двигателя и угловой скорости кривошипа необходим редуктор. Совместно, двигатель и редуктор образуют привод механизма.

Редуктор, согласующий скорости вращения ротора двигателя и кривошипа механизма, имеет постоянное передаточное отношение j и обладает собственным, приведенным к оси кривошипа постоянным моментом инерции J_p и приведенным моментом трения $M_{тр}$. Момент $M_{тр}$ полагаем зависящим от скорости $\omega(\varphi)$. Величины J_p и $M_{тр}$ могут быть неизвестными и подлежат определению. Таким образом, необходимо оперативно определить величины и функции J_p , $M_{тр}$ и $M_r(\omega, \varphi)$. Предлагаемый в данной работе подход позволяет решить задачу, основываясь на измерении только одного физического параметра – времени t . Это позволяет увеличить оперативность и снизить трудоемкость всех работ по определению указанных параметров. Кроме того, предлагаемый подход является универсальным и применим к широкому классу механизмов циклического действия.

Поставленная задача решается в два этапа. Вначале устанавливаются приведенные к оси кривошипа момент инерции редуктора J_p и момент трения $M_{тр}(\omega)$ редуктора, а затем определяется приведенный момент сил трения в механизме $M_r(\omega, \varphi)$. Для этого, предварительно определяется момент $M_{дв}$, развиваемый двигателем. Динамическая характеристика электродвигателя может быть представлена, в линейном приближении, дифференциальным уравнением первого порядка:

$$T\omega(\varphi) \cdot \partial M_{дв}(\varphi) / \partial \varphi + M_{дв}(\varphi) = m_0 - a\omega(\varphi). \quad (4)$$

где $(m_0 - a\omega(\varphi))$ – статическая характеристика двигателя. $M_{дв}$ – момент двигателя. Отношение $L_{я}/r_{я}=T$ – электромагнитная постоянная времени T [с], которая приводится в паспортных данных.

В уравнение (4) входит скорость $\omega(\varphi)$ как функция угла поворота φ . Угол φ и скорость $\omega(\varphi)$ определяются хронометрическим методом. В данном случае эксперимент состоит в следующем. На ось кривошипа устанавливается оптически прозрачный диск с метками, модулирующими световой поток. Шаг $\Delta\varphi$ следования меток может быть равен 15-20 угловых секунд.

Зная угловую скорость $\omega(\varphi_i)$, можно найти функцию изменения движущего момента $M_{дв}(\varphi)$ для каждого φ_i . Рассматриваем $\omega(\varphi)$ как кусочно – линейную функцию, полагая на каждом конечном отрезке $\Delta\varphi = [\varphi_i, \varphi_{i+1}]$: $\omega(\varphi) = \omega_i + \beta_i\varphi$, где $0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi$; $\beta_i = \frac{\omega(\varphi_{i+1}) - \omega(\varphi_i)}{\Delta\varphi}$. Решение уравнения (4) с начальным значением

$M_{дв}(\varphi=0) = m_0$. на отрезке $[0, \varphi_1]$ имеет вид:

$$M_{д}(\varphi) = \frac{M(\varphi_i)\omega(\varphi_i)^{\frac{1}{T\beta_i}}}{(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)^{\frac{1}{T\beta_i}}} + m_0 - \frac{m_0\omega(\varphi_i)^{\frac{1}{T\beta_i}}}{(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)^{\frac{1}{T\beta_i}}} - \frac{\alpha(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)}{(1 + T\beta_i)} + \frac{\alpha\omega(\varphi_i)^{\frac{1}{T\beta_i}}}{(1 + T\beta_i)(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)^{\frac{1}{T\beta_i}}} \quad (5)$$

На следующем отрезке $[\varphi_1, \varphi_2]$ начальное значение для момента двигателя $M_{ДВ}(\varphi=0)$ в формуле (5) равно величине момента, найденного по формуле (5) при значении $\varphi=\varphi_1$. Так далее рассчитываются значения момента на множестве φ_i . Интегрируя функцию (5), получим работу двигателя $A_{\Delta\varphi}$ на отрезке $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$:

$$A_{\Delta\varphi} = \left[\frac{T\omega_i^{\frac{1}{T\beta_i}}\omega_{i+1}^{1-\frac{1}{T\beta_i}}}{T\beta_i - 1} - \frac{T\omega_i}{T\beta_i - 1} \right] M_{дв}(\varphi_i) + \left\{ \Delta\varphi - \frac{T\omega_i^{\frac{1}{T\beta_i}}\omega_{i+1}^{1-\frac{1}{T\beta_i}}}{T\beta_i - 1} + \frac{T\omega_i}{T\beta_i - 1} \right\} m_0 + \left\{ \frac{\omega_i^2}{2\beta_i(1 + T\beta_i)} - \frac{\omega_{i+1}^2}{2\beta_i(1 + T\beta_i)} + \frac{T\omega_i^{1+\frac{1}{T\beta_i}}\omega_{i+1}^{1-\frac{1}{T\beta_i}}}{(1 + T\beta_i)(T\beta_i - 1)} - \frac{T\omega_i^2}{(1 + T\beta_i)(T\beta_i - 1)} \right\} \alpha \quad (6)$$

На конечном отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$ работа двигателя равна сумме элементарных работ $A_{\Delta\varphi}$ момента на совокупности отрезков $\Delta\varphi$.

Динамические процессы в двигателе и редукторе привода механизма описывается дифференциальным уравнением для кинетической энергии механизма:

$$\frac{\partial}{\partial\varphi} \left(\frac{J_p \cdot \omega^2(\varphi)}{2} \right) = M_{ДВ} - M_{ТР} \quad (7)$$

Интегрируя уравнения (7) на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$, получим уравнение энергетического баланса:

$$0,5 \cdot (J_p (\omega^2(\varphi_n) - \omega^2(\varphi_m))) = \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{ДВ} d\varphi - \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{ТР} d\varphi \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) совместно с уравнением динамической характеристики двигателя (4) позволяют определить J_p и $M_{ТР}$ редуктора.

Дифференцируя левую часть уравнения (7), получим:

$$\omega(\varphi) \cdot \frac{\partial\omega(\varphi)}{\partial\varphi} J_p = M_{ДВ} - M_{ТР} \quad (9)$$

Для определения характеристик привода J_p и $M_{ТР}$, работа привода рассматривается автономно. Для этого устраняется соединительная муфта между механизмом и редуктором и движение редуктора исследуется при его разгоне из положения покоя до установившегося движения. Указанные практические мероприятия вполне могут быть выполнены в производственных условиях. При этом рассчитываются значения угловой скорости выходного вала редуктора $\omega_i=\omega(\varphi_i)$ и определяются по формулам (5, 6) движущий момент для каждого φ и работа двигателя на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$. Поскольку приведенный момент инерции J_p редуктора – величина постоянная, уравнения моментов (9) для угловых положений φ_m и φ_n , а также уравнение энергетического баланса (8) на интервале $[\varphi_m, \varphi_n]$ получают вид:

$$\begin{aligned}\omega(\varphi_m) \cdot \frac{\partial \omega(\varphi_m)}{\partial \varphi} J_p &= M_{ДВ}(\varphi_m) - M_{ТР}(\omega(\varphi_m)) \\ \omega(\varphi_n) \cdot \frac{\partial \omega(\varphi_n)}{\partial \varphi} J_p &= M_{ДВ}(\varphi_n) - M_{ТР}(\omega(\varphi_n))\end{aligned}\quad (10)$$

$$J_p(\omega^2(\varphi_n) - \omega^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} A_{\Delta\varphi} - (M_{ТР}(\omega(\varphi_n)) + M_{ТР}(\omega(\varphi_m))) \cdot (\varphi_n - \varphi_m)$$

Для каждого конкретного φ уравнения (10) образуют систему линейных алгебраических уравнений относительно трёх неизвестных значений J_p , $M_{ТР}(\omega(\varphi_m))$ и $M_{ТР}(\omega(\varphi_n))$. На следующем интервале $[\varphi_n, \varphi_k]$ получаем аналогичную систему уравнений относительно неизвестных J_p , $M_{ТР}(\varphi_n)$ и $M_{ТР}(\varphi_k)$. Продолжаем выписывать тройки уравнений типа (10) до выхода на установившийся режим. Объединив системы уравнений в единое целое, получим переопределенную систему алгебраических уравнений, которую решаем методом наименьших квадратов. В результате получаем значение приведенного момента инерции редуктора J_p , а также зависимость приведенного к выходной оси редуктора момента трения $M_{ТР}$ как функцию от скорости $\omega(\varphi)$.

Второй этап работ – это определение приведенной к оси кривошипа функций изменения момента трения $M_r(\omega(\varphi))$ исследуемого механизма. Для этого вновь соединяем механизм с помощью муфты с выходным валом редуктора, и исследуем работу в установившемся режиме. Момент инерции машинного агрегата, приведенный к оси кривошипа $J_m(\varphi)$ – это сумма известного теперь приведенного момента инерции J_p редуктора и момента инерции механизма $J(\varphi)$: $J_m(\varphi) = J_p + J(\varphi)$.

Приведенный момент сил трения машинного агрегата равен сумме приведенного момента трения редуктора $M_{ТР}(\omega(\varphi))$ и пока неизвестной функции момента сил трения в механизме $M_r(\omega(\varphi))$.

Момент $M_r(\omega(\varphi))$ определяется из уравнения динамики:

$$0,5 \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left((J(\varphi) + J_p) \cdot \omega^2(\varphi) \right) = M_{ДВ}(\omega) - M_{ТР}(\omega(\varphi)) - M_r(\omega(\varphi))$$

Из уравнения (6.10) для каждого φ_i находится значение $M_r(\omega(\varphi_i))$:

$$M_r(\omega(\varphi_i)) = M_{ДВ}(\omega(\varphi_i)) - M_{ТР}(\omega(\varphi_i)) - \omega(\varphi_i) \frac{\partial \omega(\varphi_i)}{\partial \varphi} (J(\varphi_i) + J_p) - \frac{\omega^2(\varphi_i)}{2} \cdot \frac{\partial J(\varphi_i)}{\partial \varphi}$$

Погрешность оценки момента трения составляет порядка 6 %. В итоге, получены функции изменения приведенных к оси кривошипа моментов инерции и трения механизма. Имея количественные оценки этих характеристик, можно рассчитать закон движения механизма, который удовлетворяет условиям быстрогодействия и, одновременно, допустимых динамических нагрузок.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты соответствуют паспорту специальности 05.02.18 теория механизмов и машин в части, касающейся изучения теоретических закономерностей проектирования механизмов и обобщенных схем машин, методов управления и экспериментального исследования, разработки методов расчета с целью построения новых и совершенствования известных схем механизмов и машин.

1. Выявлены диагностические признаки механизмов, определяющие их функциональные характеристики.
2. Разработан метод диагностики механизмов, основанный на статистическом анализе законов движения механизма.
3. Разработаны структурные схемы механизмов испытательных установок для определения инерционных параметров звеньев (массы, координаты центров масс, моментов инерции).
4. Разработан метод расчета инерционных параметров звеньев механизмов на основе использования синтезированных механизмов испытательных установок.
5. Разработан метод определения трибологических характеристик механизма на основе хронометрического метода.

Выводы.

1. Критерии работоспособного состояния механизмов переналаживаемого оборудования отражают текущее техническое состояние механизма. Ограничения на быстродействие механизма, динамические нагрузки на его детали рассчитываются каждый раз при переналадке.
2. Дефекты механизмов формируются на этапах изготовления, эксплуатации и при ремонте. Устранение дефектов при эксплуатации механизма значительно сложнее, чем на других этапах жизненного цикла. Сочетание вычислительного и натурального экспериментов позволяет детальнее и глубже раскрыть причинно – следственные связи процессов зарождения и развития дефектов.
3. Детальный анализ экспериментально измеряемых диагностических сигналов, направленный на увеличение их информативности, позволяет сократить количество измеряемых диагностических параметров, оценить текущее техническое состояние по комплексу диагностических признаков, оперативно локализовать накопленные неисправности, определить комплекс параметров, воздействуя на которые можно регулировать быстроходность механизма.
4. Разработанные метод и устройство измерительного стенда позволяют без переустановки исследуемой детали и смены измерительных баз определить массу, координаты центра масс и тензор инерции детали. Единственной измеряемой физической величиной и источником информации для определения всех инерционных характеристик является время.
5. Предложенный метод позволяет расширить номенклатуру исследуемых изделий и определять инерционные характеристики деталей, не обладающих достаточной собственной жесткостью, поскольку исключены периодические переменные по знаку и величине динамические нагрузки на деталь в процессе измерения.
6. Метод определения инерционных и трибологических параметров позволяет получить отдельно значения приведённых моментов инерции и сил трения.
7. Функция изменения момента трения может использоваться как диагностический параметр, характеризующий состояние пар трения, работу системы смазки и состояние смазывающих материалов.
8. Для определения инерционных и трибологических параметров механизма измеряется только один физический параметр – время.
9. Фактические данные по приведённому моменту инерции и моменту сил трения могут быть критериями для оценки качества новых механизмов относительно известных аналогов.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, индексируемых Scopus и WoS:

1. Алешин А.К. Метод определения инерционных характеристик деталей машин и механизмов. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2020. № 1. С. 3-10. (Переводная статья Aleshin A.K. Method for determination of the inertia characteristics of bodies // Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. Vol. 49. №1. P. 1-7)
2. Алешин А.К. Диагностика динамических систем циклического действия. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 6. С. 100-105.
3. Алешин А.К. Метод определения величины и фазы дисбаланса ротора. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 6. С. 3-6.
4. Алешин А.К. Метод определения массы и координат центра масс тела в заданной плоскости. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 2. С. 9-14. (Переводная статья Aleshin A.K. A method to determine the mass and coordinates of the center of mass of body in a given plane // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2011. T. 40. № 2. С. 102-106.)
5. Алешин А.К. Хронометрический метод определения величины и положения дисбаланса ротора. // Механика твердого тела. 2008. № 2. С. 43-47. (Переводная статья ALESHIN A.K. A chronometric method for determining the rotor out-of-balance value and position // Mechanics of solids. 2008. Vol. 43. №2. P. 199-204.)
6. Алешин А.К., Алешина М.О. Диагностика механизмов на основе измерения жесткости. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997. №2. С. 99-102.
7. Алешин А.К., Глазунов В.А., Рашоян Г.В., Оффер Шаи. Анализ кинематических винтов, определяющих топологию сингулярных зон роботов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 4. С. 3-8. (Переводная статья Aleshin A.K., Glazunov V.A., Rashoyan G.V., Shai O. Analysis of kinematic screws that determine the topology of singular zones of parallel-structure robots // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. Vol. 45. № 4. pp. 291-296.)
8. Алешин А.К., Глазунов В.А., Оффер Ш., Рашоян Г.В., Скворцов С.А., Ласточкин А.Б. Анализ элементарных перемещений манипулятора параллельной структуры с круговой направляющей на основе дифференцирования уравнений связей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 17-21. (Переводная статья Aleshin A.K., Glazunov V.A., Rashoyan G. V., Skvortsov, S.A., Lastochkin, A.B., Shai O. Infinitesimal displacement analysis of a parallel manipulator with circular guide via the differentiation of constraint equations // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016. Vol. 45. № 5. pp. 398-402.)
9. Алешин А.К., Нахапетян Е.Г. Метод определения работоспособных состояний поворотных столов. // Вестник машиностроения. 1990. №2. С. 44-46.
10. Антонов А.В., Глазунов В.А., Алешин А.К., Рашоян Г.В., Лактионова М.М. Кинематический анализ механизма параллельной структуры для работы в агрессивных средах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 2. С. 3-10. (Переводная статья Antonov A.V., Glazunov V.A., Aleshin A.K., Rashoyan G.V., Laktionova M.M. Kinematic analysis of a parallel structure mechanism for work in extreme environments // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. Vol. 47. № 2. pp. 121-127.)
11. Рашоян Г.В., Алешин А.К., Скворцов С.А., Левин С.В., Антонов А.В., Шалюхин К.А. Задачи кинематического анализа и особых положений механизмов роботов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 4. С. 11-18. (Переводная статья Shalyukhin K.A., Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Skvortsov S.A., Levin S.V., Antonov A.V., Problems of Kinematic Analysis and Special Positions of Mechanisms of Robots with Parallel Structure // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. Vol. 47. № 4. pp. 310-316.)

12. Рашоян Г.В., Демидов С.М., Алешин А.К. К решению прямой задачи о положениях 1-координатных механизмов различного типа. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 5. С. 18-26. (Переводная статья Rashoyan G.V., Demidov S.M., Aleshin A.K., Antonov A.V., Skvortsov S.A. Shalyukhin K.A. The direct position problem for 1-coordinate mechanisms of various types // Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. Vol. 48. №5. P. 392-400).
13. Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Antonov A.V., Gavrilina L.V., Glazunov V.A., Skvortsov S.A., Shalyukhin K.A. Analysis and synthesis of parallel structure mechanism without singularities // Journal of physics: conference series. 2019. Vol. 1260 (11). №112023.
14. Rashoyan G., Shalyukhin K., Antonov A., Aleshin A., Skvortsov S., Analysis of the Structure and Workspace of the Isoglide – Type Robot for Rehabilitation Tasks // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2020. pp. 186 -194.
15. Aleshin A.K., Firsov G.I., Glazunov V.A., Kovaleva N.L. Analysis of Diagnostic Signs of Defective States of Mechatronic Mechanisms of Cyclic Action. // Advances in Intelligent Systems, Computer Science and Digital Economics: Springer Nature Switzerland AG. 2020. AISC 1127. 2020. P. 218-227.
16. Antonov A.V., Aleshin A.K., Glazunov V.A., Rashoyan G.V., Skvortsov S.A., Shalyukhin K.A., Kovaleva N.L., Chernetsov R.A. Dynamics of a New Parallel Structure Mechanism with Motors Mounted on the Base outside the Working Area // Proceedings of 14th International Conference on Electromechanics and Robotics “Zavalishin’s Readings”. 2019. P. 183-195.
17. Glazunov V.A., Filippov G.S., Lastochkin A.V., S.A. Skvortsov, Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Shaluhin K.A., Ceccarelli M. 5DOF Mechanism for Vertebral Surgery Kinematic Analysis and Velocity Calculation. // Mechanism and Machine Science. Springer. 2019. Vol. 73. P. 1741-1749.
18. Glazunov V.A., Filippov G.S., Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Shalyukhin K.A., Skvortsov S.A., Antonov A.V., Terkhova A.N. Velocity analysis of a spherical parallel robot. // Mechanical Science and Technology Update. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf Series 1260. 2019. P. 1-8(112012).
19. Glazunov V.A., Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Shalyukhin K.A., Skvortsov S.A. Structural Synthesis of Spatial 1-Coordinate Mechanisms with Additional Links for Technological Robots. // Advances in Artificial Systems for Medicine and Education II. Springer. 2019. P. 683-691.
20. Rashoyan G.V., Aleshin A.K., Antonov A.V., Gavrilina L.V., Glazunov V.A., Skvortsov S.A., Shalyukhin K.A. Analysis and synthesis of parallel structure mechanism without singularities. // Mechanical Science and Technology Update. IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf Series 1260. 2019.P. 1-8(112023).
21. Rashoyan G.V., Skvortsov S.A., Aleshin A.K., Slavutin M.F., Sheptunov S.A. Analysis of special positions of parallel structure mechanisms for aggressive media // 2016 IEEE CONFERENCE ON QUALITY MANAGEMENT, TRANSPORT AND INFORMATION SECURITY, INFORMATION TECHNOLOGIES, IT AND MQ AND IS 2016. 2016. P. 160-163.

Публикации в периодических изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Алешин А.К., Глазунов В.А., Духов А.В., Шептунов С.А. и др. Манипуляционные механизмы параллельной структуры и некоторые их применения в медицине // Журнал «Качество. Инновации. Образование». 2016. Т.2. № 2. С. 84-88.
2. Филиппов Г.С., Глазунов В.А., Алешин А.К., Рашоян Г.В., Скворцов С.А., Шалюхин К.А. Перспективы применения механизмов параллельной структуры в зондовой диагностике плазменных потоков // Лесной вестник/Forestry bulletin. 2019. Т. 23. №. 6. С. 88-94.

3. Алешин А.К., Глазунов В.А., Ковалева Н.Л., Скворцов С.А., Рашоян Г.В. Перспективы развития механизмов параллельной структуры. // Станкоинструмент. 2016. №3(4). С. 86-89.
4. Алешин А.К., Кондратьев И.М. Метод идентификации инерционных характеристик твердого тела. // Инженерный журнал: наука и инновации. 2020. № 2. С. 12-13.
5. Алешин А.К. Контроль и диагностирование унифицированных подрезно-расточных бабок агрегатных станков. // Станки и инструмент. 1981. № 4. С. 12-13.
6. Алешин А.К., Писарев М.Г. Квалиметрические и динамические методы диагностирования унифицированных поворотных столов с гидроприводом // Проблемы машиностроения и надежности машин. Машиноведение. № 6. 1983. С. 31 -36.
7. Алешин А.К., Пуш А.В., Долотов К.С. Оценка влияния гироскопического момента на динамические свойства системы шпиндель - газостатические опоры. // Станки и инструмент. 1999. №10. С. 15-24.
8. Пуш А.В., Алешин А.К., Долотов К.С. Оценка влияния гироскопических моментов на динамические свойства шпиндель-газостатические опоры. // Станки и инструмент. 1999. № 13. С. 87-91.
9. Шитов А.М., Алешин А.К. Использование моделей для нормирования диагностических параметров шпиндельных узлов станков. // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. №3. С. 53-57.
10. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Проблемы использования статистических характеристик законов движения в задачах диагностики цикловых механизмов. // Южно–Сибирский научный вестник. 2014. № 1(5). С. 57-61.
11. Горобцов А.С., Алешин А.К., Рашоян Г.В. Управление согласованным движением группы шагающих роботов при переносе груза. // Справочник. Инженерный журнал. 2019. №6. С. 9-16.
12. Алешин А.К., Кульбачная М.О., Костерева С.Д., Шитов А.М. Определение инерционных характеристик нежестких корпусных деталей. // Вестник МГТУ «СТАНКИН». 2012. № 3 (22). С. 61-65.
13. Шитов А.М., Алешин А.К. Выбор параметров модели для диагностирования шпиндельных узлов станков. // Технология машиностроения. 2011. № 8. С. 32-35.

Патенты:

1. А.С. № 1393623 СССР. Алешин А.К., Мерзляков А.А., Модель Б.И., Петровский В.О. Способ диагностирования механизмов и машин. Оп. 07.05.1988. Бюл. № 17.
1. А.С. № 1502207 СССР. Алешин А.К. Способ диагностирования механизмов станков. Оп. 23.08.1989. Бюл. № 31.
2. А.С. № 1612218. Крайнев А.Ф., Алешин А.К. Способ диагностирования механизмов машин. Оп. 07.12.1990. Бюл. № 45.
3. А.С. № 980976 СССР. Алешин А.К., Шумилин Д.Е., Пожилов Л.А. Поворотно-делительный стол. Оп. 15.12.1982. Бюл. № 46.
4. Патент РФ № 165138. Устройство многоярусной механизированной парковки автомобилей // Алешин, А.К., Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А., Рашоян Г.В., Скворцов С.А. Оп. 10.10.2016. Бюл. № 28.
5. Патент РФ № 172752. Портальный манипулятор параллельной структуры // Глазунов В.А., Алешин А.К., Левин С.В. и др. Оп. 21.07.2017 Бюл. № 21.
6. Патент РФ № 182801. Манипулятор с пятью степенями свободы // Филппов Г.С., Глазунов В.А., Алешин А.К., и др. Оп. 03.09.2018. Бюл. № 25.
7. Патент РФ № 182946. Пространственный механизм с шестью степенями свободы // Алешин А.К., Глазунов В.А., Антонов А.В. и др. Оп. 06.09.2018. Бюл. № 25.

8. Патент РФ № 2035714. Способ диагностирования зубчатых редукторов // Алешин А.К., Барсуков И.Б., Кульбачная М.О. Оп. 20.05.1995. Бюл. № 14.
9. Патент РФ № 2060135. Установка для лазерной резки // Крайнев А.Ф., Васецкий Б.Г., Ковалев Л.К., Глазунов В.А., Алешин А.К. Оп. 20.05.1996. Бюл. № 14.
10. Патент РФ № 2062197. Установка для лазерной резки // Крайнев А.Ф., Васецкий Б.Г., Ковалев Л.К., Глазунов В.А., Алешин А.К. Оп. 20.06.2000. Бюл. № 17.
11. Патент РФ № 2237878. Способ определения величины и фазы дисбаланса // Алешин А.К., Афонин В.Л. Оп. 10.10.2004. Бюл. № 28.
12. Патент РФ № 2316749. Способ диагностики состояния инструмента // А.К. Алешин, В.Г. Гушин, Г.С. Куплинова Оп. 10.02.2008. Бюл. № 4.
13. Патент РФ № 2448336. Способ определения массы и координат центра масс тела в заданной плоскости // Алешин А.К., Куплинова Г.С. Оп. 20.04.2012. Бюл. 11.
14. Патент РФ № 2460050. Способ определения приведенного момента инерции механизма // Алешин А.К. Оп. 27.08.2012. Бюл. № 24.
15. Патент РФ № 2575184. Способ определения тензора инерции тела // Алешин А.К., Кульбачная М.О., Ковалев В.Е., Александрова М.Ю. Оп. 20.02.2016. Бюл. 5.
16. Патент РФ № 2629696. Устройство для изменения положения модели в рабочей части аэродинамической трубы // Глазунов В.А., Алешин А.К. Габуддинов Н.Р., и др. Оп. 2017. Бюл. № 25
17. Патент РФ № 2679260. Манипулятор для субмикронных перемещений // Орлов А.В., Глазунов В.А., Алешин А.К., и др. Оп. 06.02.2019 Бюл. № 4.
18. Патент РФ № 2708680. Устройство для изменения положения модели в рабочей части аэродинамической трубы // Алешин А.К., Андреев В.Н., Глазунов В.А., Козловский В.А., Кондратьев И.М., Лагутин В.И., Макушин А.В., Надеждин А.Е., Рашоян Г.В., Скворцов С.А. Оп. 11.12.2019. Бюл. № 35.
19. Патент РФ № 2708681. Устройство для изменения положения модели в рабочей части аэродинамической трубы // Алешин А.К., Глазунов В.А., Козловский В.А., Кондратьев И.М., Лагутин В.И., Макушин А.В., Надеждин А.Е., Рашоян Г.В. Оп. 11.12.2019. Бюл. № 35.

Публикации в других изданиях:

1. Алешин А.К. Контроль режущего инструмента. // Изделия и технологии двойного назначения. Диверсификация ОПК. Сборник научных трудов и инженерных разработок. 2008. С. 35-38.
2. Алешин А.К. Алгоритмы идентификации диагностических сигналов машин. // VI Международная научно-техническая конференция по динамике технологических систем. Ростов на Дону. 2001. С. 56-59.
3. Алешин А.К. Колебания в технологических машинах. Учебник. // Издание МОССТАНКИН. 1999. 226 с.
4. Алешин А.К. Контроль и диагностирование механизмов циклического действия робототехнических комплексов. // Всесоюзная конференция «Проблемы создания и внедрения гибких производственных и робототехнических комплексов на предприятиях машиностроения». Тезисы докладов. Одесса. УКРНИИСИП. 1989. С. 45.
5. Алешин А.К. Методические указания по технической диагностике и виброзащите машин. // Издание МГАПИ. 1996.
6. Алешин А.К. Надежность и диагностирование агрегатных станков. // «Надежность и диагностирование технологического оборудования». Наука. 1987. С. 129-145.
7. Алешин А.К. Статистические методы в диагностике машин. // IV Международный конгресс: «Конструкторская технологическая информатика». 2000. С. 43-46.

8. Алешин А.К. Хронометрические методы идентификации и диагностики динамических систем циклического действия. // X Научная конференция математического моделирования и информатики. ИММ РАН, МГТУ «СТАНКИН». 2007. С. 25-27.
9. Алешин А.К., Бровкина Ю.И., Гуцин В.Г. Уравновешивание звеньев манипуляторов параллельной структуры. // XII-я Научная конференция МГТУ «СТАНКИН» и «Учебно-научного центра математического моделирования МГТУ «СТАНКИН» ИММ РАН по математическому моделированию и информатике. М. 2009. С. 54-56.
10. Алешин А.К., Векилов Р.В., Модель Б.И., Плотникова Н.В. Диагностические методы исследования узлов технологического оборудования автоматических линий. // 2-й Всесоюзный съезд по теории механизмов и машин. Тез. Докладов. Ч.2. Одесса. 1982.
11. Алешин А.К., Векилов Р.В., Модель Б.И., Плотникова Н.В. Алгоритмы идентификации параметров движения исполнительных механизмов машин-автоматов. // «Автоматизация эксперимента в динамике машин». Наука. 1987. С. 64-76.
12. Алешин А.К., Векилов Р.В., Нахапетян Е.Г. Квалиметрическая оценка качества и диагностирование механизмов оборудования гибкого автоматизированного производства. // Диагностирование оборудования гибкого автоматизированного производства. Наука. 1985.
13. Алешин А.К., Векилов Р.В., Нахапетян Е.Г. Особенности эксплуатации оборудования в условиях гибких автоматизированных производств (ГАП). // Всесоюзная научно-техническая конференция «Проблемы создания гибких производственных систем при внедрении «безлюдной» технологии в промышленности. Тезисы докладов. Днепропетровск. Радио и связь. 1983. 47 с.
14. Алешин А.К., Векилов Р.В., Плотникова Н.В. Методы исследования и диагностирования многопозиционных поворотных устройств агрегатных станков. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции «Надежность и качество машин: испытание, диагностика, прогнозирование». М. 1981.
15. Алешин А.К., Гаврилина Л.В., Галигерова А.С., Глазунов В.А., Орлов А.В. Прецизионный привод микроперемещений объектов на основе механизмов параллельной структуры. // Сборник трудов 4 –го московского международного симпозиума «Приводная техника и компоненты машин». М.: 2018. С. 15-19.
16. Алешин А.К., Глазунов В.А., Ковалева Н.Л., Костерева С.Д. Некоторые динамические свойства механизмов параллельной структуры. // XVI Международный симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем “DIVIS – 2009”». Сборник трудов. Москва-Звенигород 2009. С. 3-9.
17. Алешин А.К., Гуцин В.Г. Метод диагностики состояния инструмента. // Электронный журнал «Вестник научно-технического развития». 2009. № 2. С. 3-6.
18. Алешин А.К., Гуцин В.Г. Способ контроля состояния инструмента. // Научная конференция, посвященная 70 –летию института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сборник трудов конференции «Проблемы машиностроения». М.: 2008. С. 54.
19. Алешин А.К., Гуцин В.Г., Пичугин К.А. Определение критериев работоспособности механизмов методами математического моделирования. // XI Научная конференция МГТУ «СТАНКИН» и «Учебно – научного центра математического моделирования МГТУ «СТАНКИН» и ИММ РАН по математическому моделированию и информатике. Тезисы докладов. Москва. 2008.
20. Алешин А.К., Долотов К.С. Моделирование динамических характеристик шпиндельного узла на аэростатических опорах с учетом нелинейности поведения слоя смазки. // V Международная конференция «Нелинейные колебания механических систем». Тезисы докладов. Нижний Новгород. 1999.
21. Алешин А.К., Коалева Н.Л., Фирсов Г.И. Диагностика цикловых механизмов по статистическим характеристикам законов движения. // XVI научная конференция

- «Математическое моделирование и информатика». ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН». Москва. 2014. С. 147-149.
22. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Костерева С.Д. Метод экспериментального определения масс и координат центра масс деталей машин и конструкций. // Международная научная конференция «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященная 75 –летию Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Труды конференции «Институт компьютерных исследований». М. 2013. С. 158.
23. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Статников И.Н., Фирсов Г.И. Методика определения дефектов поворотного стола с червячным зацеплением. // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2015. № 22. С. 3-6.
24. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Статников И.Н., Фирсов Г.И. Метод планируемого вычислительного эксперимента в задачах определения дефектных состояний механических систем. // Научные труды IV Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». 2015. С. 33-36.
25. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г. И. К оценке динамических свойств механизмов переменной структуры. // XXX Международная научная конференция «Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-30». Санкт-Петербург. Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет). – Санкт-Петербургский политехнический университет. – 30 мая – 2 июня 2017.
26. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Анализ областей работоспособности механизмов циклического действия в задачах технической диагностики поворотных столов. // Материалы международной научно – практической конференции «Актуальные проблемы науки». Выпуск XVI. Кузнецк. Пенза. 2020. С. 157-163.
27. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Анализ областей работоспособности механизмов циклического действия на примере поворотных столов. // Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении. VII Международная научная конференция. (Москва, 14-16 декабря 2021 г.). Научные труды. М.: ИМАШ РАН. 2021. С. 18-21.
28. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Исследование и моделирование дефектных состояний мехатронных систем с механизмами циклического действия. // Новые материалы и технологии в машиностроении. Сборник научных трудов. Вып. 33. Брянск: БГИТУ. 2021. С. 3-5.
29. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Исследование и моделирование дефектных состояний мехатронных систем с механизмами циклического действия. Анализ областей работоспособности поворотных столов. // Новые материалы и технологии в машиностроении. Сборник научных трудов. Выпуск 31. Брянск: БГИТУ. 2020. С. 3-7.
30. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Оперативная диагностика механизмов циклического действия с помощью статистики временных интервалов. // «Актуальные проблемы современного машиностроения». Тезисы докладов Международной научно–практической конференции. М. 2015. С. 23-28.
31. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Оперативная диагностика цикловых механизмов с помощью статистических характеристик законов движения деталей машин. // Проблемы механики современных машин. VI Международная конференция. Улан –Удэ. 2015. Том 2. С. 11-16.
32. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Оценивание диагностической ценности критериев работоспособности механизмов циклического действия в натурном и математическом эксперименте. // Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении. VII Международная научная конференция. (Москва, 14-16 декабря 2021 г.). Научные труды. М.: ИМАШ РАН. 2021. С. 22-24.

33. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Оценка дискриминантно – прогностической способности статистических характеристик законов движения в задачах оперативной диагностики механизмов циклического действия. // Электронный журнал «Вестник научно–технического развития». 2014. № 4(80). С. 3-11.
34. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Проблемы экспериментального определения вибрационного поля промышленного робота. // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2015. № 22. С. 3-6.
35. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Экспериментальное исследование и моделирование дефектных состояний мехатронных систем с механизмами циклического действия. // Вестник научно-технического развития. 2021. № 160. С. 3-12.
36. Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Фирсов Г.И. Анализ критериев работоспособности поворотных столов в натурном и математическом эксперименте. // Новые материалы и технологии в машиностроении. Сборник научных трудов. Вып. 33. Брянск: БГИТУ. 2021. С. 5-8.
37. Алешин А.К., Кондратьев И.М. Метод идентификации параметров механизмов циклического действия. // Международная научная конференция «Фундаментальные и прикладные задачи механики», посвященная 170 –летию со дня рождения Н.Е. Жуковского. 2017.
38. Алешин А.К., Кульбачная М.О. К вопросу распознавания плоских кривых. // XII – я научная конференция МГТУ «СТАНКИН», «Учебно-научного центра математического моделирования МГТУ «СТАНКИН» и ИММ РАН по математическому моделированию и информатике. Тезисы докладов. М.: 2009. С.
39. Алешин А.К., Нахапетян Е.Г., Щербаков В.В. Диагностирование многопозиционного технологического оборудования при эксплуатации. М.: Машиностроение. 1984. 48 с.
40. Алешин А.К., Пичугин К.А. Мониторинг технологического оборудования циклического действия. // XI-я Научная конференция МГТУ «СТАНКИН» и «Учебно – научного центра математического моделирования ИГТУ «СТАНКИН» и ИММ РАН по математическому моделированию и информатике. Тезисы докладов. М.: 2008. С. 141-143.
41. Алешин А.К., Пичугин К.А. Устройство для определения величины и фазы дисбаланса ротора. // 11-я Международная научно–практическая конференция «Формообразование и обеспечение качества техногенных систем». Пенза. 2010.
42. Алешин А.К., Пуш А.В., Долотов К.С. Влияние гироскопического эффекта на динамические характеристики шпиндельного узла. // Открытая научная конференция МГТУ «СТАНКИН» и ИММ РАН. Тезисы докладов. Москва. 1999.
43. Алешин А.К., Статников И.Н. Методика определения дефектов поворотного стола с червячным зацеплением. // «Надежность и техническая диагностика технологического оборудования. Опыт внедрения». 1986. С. 24-27.
44. Алешин А.К., Шитов А.М. Использование критериев качества и результатов исследования для диагностирования поворотных столов. // «Динамические методы испытаний и диагностирование машин–автоматов и автоматических линий». Наука. Москва. 1981. С 51-58.
45. Алешин А.К., Шитов А.М. Использование результатов математического моделирования для диагностирования шпиндельных узлов агрегатных станков. // Исследование механизмов и систем автоматического оборудования. Наука. 1989. Вып. 12. С. 40-52.
46. Шитов А.М., Алешин А.К. Выбор параметров модели для диагностирования шпиндельных узлов станка. // Технология машиностроения. 2011. № 8. С.32-35.
47. Шитов А.М., Алешин А.К., Кондратьев И.М., Щусев Д.В. Комплексная методика диагностирования шпиндельных узлов станков. // Научные труды IV–Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва. 2015. С. 271-273.