

РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ
им. А.А. Благонравова



На правах рукописи

УДК 621.01

АЛЕШИН АЛЕКСАНДР КОНСТАНТИНОВИЧ

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

Специальность: 05.02.18 – Теория механизмов и машин

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук,
профессор Глазунов В.А.

Москва – 2021

АННОТАЦИЯ

Разработана методология определения параметров механизмов, которые определяют их функциональные характеристики: быстродействие, нагрузочную способность, точность и другие. Разработаны методы определения инерционных и трибологических параметров механизмов.

Оглавление

Введение.....	5
Глава 1. Обзор известных методов определения функциональных параметров механизмов.....	16
Глава 2. Методика определения технического состояния механизма.....	22
2.1. Назначение механизмов и их функциональные характеристики.....	22
2.2. Методика определения критериев работоспособного состояния механизма... ..	25
2.2.1. Пример расчета критериев работоспособного состояния для поворотного стола с механизмом фиксации из плоских зубчатых колёс.....	32
2.2.2. Критерии работоспособного состояния расточной головки	47
Глава 3. Исследование и анализ дефектов механизмов	51
3.1. Анализ дефектов, связанных с некачественным изготовлением, сборкой и регулировкой деталей механизмов.....	51
3.1.1. Недопустимо большой ход поршня гидроцилиндра зажима планшайбы (более 12 мм)	51
3.1.2. Недопустимо большие силы трения в редукторе привода вращения планшайбы и в направляющих планшайбы	54
3.1.3. Некачественно изготовлен и собран механизм путевого дросселя. Неправильно отрегулирован дроссель на панели гидростанции.....	58
3.1.4. Некачественно изготовлены канавки на золотнике механизма путевого дросселя.....	62
3.1.5. Отсутствует компенсатор в механизме управления флажками конечных выключателей	65

3.1.6. Дефект обратного клапана дросселя скорости реверса планшайбы.....	67
3.1.7. Анализ причин заклинивания самотормозящегося червячного редуктора ...	73
3.2. Анализ дефектов, связанных с неправильной регулировкой гидроаппаратуры	90
3.2.1. Давление в гидросистеме не соответствует требуемой величине $2 \div 2,4$ МПа.....	90
3.2.2. Неверная регулировка дросселей скорости и торможения	92
Глава 4. Оценка технического состояния механизма. Диагностика механизма	96
4.1. Методика определения диагностических признаков	96
4.2. Информативность и чувствительность диагностических признаков	101
Глава 5. Метод определения инерционных характеристик деталей машин.....	128
5.1. Метод балансировки	129
5.2. Метод определения массы и координат центра масс детали	142
5.3. Метод определения центральных осевых и центробежных моментов инерции, массы и трёх координат центра масс детали	149
Глава 6. Метод определения приведённых к заданной оси функций изменения момента инерции механизма и момента сил трения	161
6.1. Определение движущего момента, приведённого к оси кривошипа механизма.....	164
6.2. Определение момента инерции и момента трения редуктора	168
6.3. Определение момента сил трения в механизме	170
Заключение	173
Литература	175

Введение

Актуальность работы. В современном машиностроении развивается устойчивая тенденция цифровизации машиностроительных предприятий, создания цифровых двойников и роботизация технологических процессов. Это связано, в частности, с быстрыми изменениями требований мирового рынка к машиностроительной продукции. Адаптация машиностроительной отрасли к требованиям рынка ведёт к тому, что увеличивается многономенклатурность производства и частота сменяемых технологических процессов. В результате доля массового производства в общем объеме машиностроения сокращается, а объем серийного и мелкосерийного производства возрастает, 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 [100, 123, 126]. 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 время переналадки длится несколько часов.

Основу указанного технологического оборудования составляют переналаживаемые механизмы. 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 переналаживаемого механизма должно быть обосновано, как компромисс между вновь предъявленными к нему 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.

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 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 и рационально 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 функциональных параметров механизмов переналаживаемого оборудования, которые могут меняться при переналадке механизмов, определяют техническое состояние, а также определяют соответствие механизмов техническим требованиям технологического процесса.

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

Исходя из изложенного, тема данной работы, посвященная теоретическому обоснованию методологии определения параметров,

обуславливающих функциональные характеристики механизмов, является актуальной.

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

Для достижения поставленной цели нужно решить следующие задачи:

1. Выявить диагностические признаки механизмов, определяющие их функциональные характеристики.
2. Разработать метод технической диагностики механизмов, основанный на статистическом анализе законов движения звеньев механизма.
3. Разработать структурные схемы механизмов испытательных установок для определения инерционных параметров звеньев (массы, координаты центров масс, моментов инерции).
4. Разработать метод определения инерционных параметров звеньев механизмов на основе использования синтезированных механизмов испытательных установок.
5. Разработать метод определения трибологических характеристик механизма на основе анализа времени выполнения механизмом циклических операций.

Эти задачи рассмотрены в работах автора [1-3, 6, 10-72, 190-192, 194, 195, 199, 208, 236-239, 243, 244].

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 натурных экспериментов.

Научная новизна заключается в разработке методов определения функциональных параметров, которые определяют текущее техническое состояние механизма, 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, модифицирован известный метод балансировки, расширены его возможности, и на этой основе.
3. Проведен синтез структурных и кинематических схем механизмов и обобщенных структурных схем машин для определения инерционных и трибологических параметров механизмов.
4. Разработаны методы определения приведённых к заданной оси момента инерции и момента сил трения в механизме.
5. Развита методы 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, доложенные на следующих научно-технических конференциях:

1. 2-й Всесоюзный съезд по теории механизмов и машин. Одесса, - 1982.
2. Всесоюзная конференция «Проблемы создания и внедрения гибких производственных и робототехнических комплексов на предприятиях машиностроения». – Одесса, УкрНИИСИП, 1989.
3. 5-е Всесоюзное совещание по робототехническим системам. – Геленджик. – 1989.
4. V Международная конференция «Нелинейные колебания механических систем». – Нижний Новгород. – 1999.
5. IV Международный конгресс: «Конструкторская технологическая информатика». – Москва. – 2000.
6. XVI Международный симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем “DIVIS – 2009”». – Москва-Звенигород – 2009.
7. VI Международная конференция «Проблемы исследования и проектирования машин». – Пенза. – 2010.
8. Международная научная конференция «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященная 75-летию института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Москва, 2013.

9. XVII Международная научно-практическая конференция «Современные технологии в машиностроении». Пенза, 2013.
10. III Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2014.
11. XVIII Международный Симпозиум, посвященный 100-летию со дня рождения д.т.н., проф. А.Е. Кобринского «DYVIS-2015». Москва-Бекасово, 2015.
12. VI Международная конференция «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ, 2015.
13. IV Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2015.
14. XVII Научная конференция, посвященная вкладу отечественных ученых и инженеров в победу в великой отечественной войне «Математическое моделирование и информатика». Москва, 2015.
15. Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы современного машиностроения». Юрга, 2015.
16. Международная научная конференция «Математические методы в технике и технологиях - ММТТ-28». Ярославль, 2015.
17. IX Международная научно-практическая конференция «Информационные и коммуникационные технологии в образовании, науке и производстве». Протвино, 2016.

18. 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.
19. Первая военно-научная конференция «Роботизация вооруженных сил российской федерации». Москва, 2016.
20. Десятая Всероссийская мультikonференция по проблемам управления. Дивноморское, 2017.
21. Международная научная конференция «Фундаментальные и прикладные задачи механики». Москва, 2017.
22. Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк, 2017.
23. Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении». Алматы, 2018.
24. Международная конференция «РАН машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвященная 80-летию института машиноведения им А.А. Благонравова. Москва, 2018.
25. Международная научно-практическая конференция «Прогресс транспортных средств и систем». Волгоград, 2018.
26. VII Международная научная конференция «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ, 2018.

- 27.IV Московский международный симпозиум «Приводная техника и компоненты машин». Москва, 2018.
- 28.XXIX Всероссийская научно-техническая конференция школы-семинара «Передача, прием, обработка и отображение информации о быстропротекающих процессах». Сочи, 2018.
- 29.7-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.
- 30.Четырнадцатая международная конференция по электромеханике и робототехнике «Завалишинские чтения». Курск, 2019 (14th International Conference on Electromechanics and Robotics «Zavalishin's readings». Россия, 2019.)
- 31.VI Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». Москва, 2019.
- 32.XIII Всероссийское совещание по проблемам управления ВСПУ-2019. Москва, 2019.
33. Международная научно-техническая конференция «Проблемы машиноведения». Омск, 2019. (International scientific conference «Mechanical Science and Technology Update» (MSTU-2019). Omsk, 2019.).
- 34.15 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.)

- 35.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.
- 36.XXX Всероссийская научно-техническая конференция школы-семинара «Передача, приём, обработка и отображение информации о быстропотекающих процессах». Сочи, 2019.
- 37.XVI Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк, 2020.
- 38.Международная научная конференция «ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ЗАДАЧИ МЕХАНИКИ», - МГТУ им. Н.Э. Баумана – 2020.
- 39.XVII Международная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы науки». Кузнецк, 2021.
- 40.Второй Международный Джолдасбековский Симпозиум. Алматы,- 2021.
41. VII Международная научная конференция «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении.». - Москва, 14-16 декабря 2021.

Глава 1. Обзор известных методов определения функциональных параметров механизмов.

В настоящее время накоплен значительный опыт в области разработки и создания переналаживаемого технологического оборудования [84, 100, 123, 126, 129, 144, 145, 165, 170, 185, 218, 224, 225, 242, 253, 255, 278, 279, 284]. Установлены области рационального применения переналаживаемого оборудования, разработаны методы компоновки станков, гибкие транспортные потоки и применяемые многофункциональные приспособления. Проведены исследования жесткостных и точностных характеристик переналаживаемого оборудования. Но при этом, недостаточное внимание уделяется особенностям работы переналаживаемых механизмов в условиях, когда меняются динамические режимы работы механизмов, меняются массы их звеньев, силы трения и законы движения исполнительных звеньев механизмов. Частая переналадка механизмов с проведением монтажно – демонтажных работ стимулирует развитие неисправностей и дефектов. В этой ситуации возрастает роль оперативной диагностики, локализирующей на ранних стадиях зарождающиеся дефекты [29, 64, 131].

Меняется технологическое оборудование, режимы работы и условия эксплуатации оборудования. При этом недостаточно работ в области диагностики, экспериментальных исследований, контроля и оценки текущего технического состояния переналаживаемых механизмов, методы которых должны быть ориентированы на работу в новых условиях, учитывать особенности эксплуатации переналаживаемых механизмов.

Одними из первых работ в области оценки технического состояния, диагностики станков и технологического оборудования являются работы Артоболевского И.И., Биргера И.А., Бородина Б.Е., Бреккель Э. И., Верзакова Г.Ф., Вороничева Н.М., Гольдштейна О.С., Крыленко В.В., Нахапетяна Е.Г.,

Павлова Б.В., Розенблюма С.Г., Цымбал И.Л, Шехвица Э.И. [82, 92, 96-98, 103, 106, 114, 118, 132, 211, 228, 231, 260].

В настоящее время накоплен опыт в области мониторинга, оценки технического состояния и диагностирования механических систем [1-3, 10, 15, 16, 19-21, 24, 26, 27, 30, 31, 39, 42-44, 49, 50, 52, 53, 55, 58, 63-66, 70-72, 80, 85, 103-106, 111, 114, 116, 130-133, 135, 146, 150, 151, 156, 157, 173, 181-183, 187, 188, 190, 192, 202, 206, 207, 212, 214, 215, 235-237, 239, 250, 260, 262, 263, 280, 282, 287].

Методам распознавания и оценки информативности диагностических сигналов посвящены работы отечественных ученых Биргера И.А., Вапника В.Н., Гаврилина А.Н., Гаскарова Д.В., Горелика А.Л., Добрынина С.А., Загоруйко Н.Г., Киншт Н.В., Кольцова А.Г., Пархоменко П.П., Себестиана Г.В., Статникова И.Н., Тимонена Л.С., Фельдмана М.С., Фирсова Г.И., Шумихина А.Г. и др. [12, 13, 54, 56, 92, 118, 125, 136, 146, 178, 215, 217, 229, 244, 254, 265].

Определение информативных диагностических параметров основано на их естественной близости к рабочему процессу механизма. Например, работа зубчатых передач сопровождается ударными и вибрационными процессами [121, 133, 188]. Анализ колебательных и волновых процессов в механизме, как источника диагностической информации, позволяет эффективно локализовать зарождающийся дефект в зубчатом зацеплении, а также определить остаточный ресурс эксплуатации.

Если работа механизма сопряжена с интенсивным трением и износом в кинематических парах, то температура сопрягаемых поверхностей - это косвенный диагностический сигнал, характеризующий состояние трущихся поверхностей, системы смазки и состояние смазывающего материала [127, 137, 223, 230].

Методы вибрационной и акустической диагностики зубчатых передач и роторных систем глубоко и детально разработаны трудами Айрапетова Э.Л., Артоболевского И.И., Балицкого Ф.Я., Бобровницкого Ю.И., Генкина М.Д., Диментберга М.Ф., Козочкина М.П., Мозгалевского А.В., Павлова Б.В., Савинова Ю. Н, Соколовой А.Г., Яблонского В.В. [7, 80, 120, 121, 130, 133, 150, 151].

В МГТУ им. Н.Э. Баумана научной школой Киселева М.И. разработан перспективный частотно–хронометрический метод диагностирования цикловых, роторных и зубчатых механизмов [147-149, 179, 205-207]. Метод обладает большой глубиной диагностирования, способен и удобен для применения в условиях действующего производства.

Работы Вороничева Н.М., Гаврилина А.Н., Дащенко А.И., Добровольского В.Л., Нахапетяна Е.Г., Остапчук В.Г., Сабирова Ф.С., Фишина М.Е., Цейтлина Г.Е., Цухановой Е.А., Черпакова Б.И., Щербакова В.В. посвящены диагностированию технологического оборудования по комплексу измеряемых физических процессов [19, 20, 30, 64, 70, 71, 98, 103, 105, 114, 116, 131, 132, 135, 156, 157, 174, 181, 182, 187, 215, 226, 227]. Это скорости, ускорения подвижных звеньев механизмов, входные силовые воздействия со стороны привода.

Однако известные методы диагностирования имеют ограничения в плане их применения к переналаживаемому технологическому оборудованию, переналаживаемым механизмам. Дело в том, что изменения законов движения, величин инертных масс и сил трения существенно влияют на амплитудный и частотный состав измеряемых диагностических сигналов. Кроме того, для переналаживаемого технологического оборудования применение известных методов диагностики может быть ограничено трудностью применения встраиваемых средств измерения диагностических сигналов. Не всякий

физический процесс в этих условиях может быть оперативно и качественно измерен.

Методы диагностирования и оценки параметров, определяющих функциональные характеристики переналаживаемых механизмов, должны быть ориентированы и приспособлены для применения в реальных условиях производства. Для этого необходимо стремиться к минимизации числа измеряемых физических процессов, поскольку это связано с трудоемкими мероприятиями по установке, встраиванию датчиков и обеспечению всего метрологического канала связи. Например, указанный выше частотно - хронометрический метод, разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана, обладает необходимыми преимуществами.

Другим ресурсом повышения оперативности применяемых диагностических методов является увеличение информативности измеряемых сигналов за счет детального и более глубокого анализа диагностического сигнала, доступного для измерения. Для расширения информативности целесообразно применять методы математического моделирования.

Определению инерционных свойств конструкций и деталей машин посвящена монография Гернет М.М., Ратобыльского В.Ф. [122]. Методы определения масс, координат центра масс, тензора инерции деталей машин успешно разрабатываются коллективом Санкт. Петербургской научной школы под руководством Мельникова [172, 193].

Интенсивные исследования в указанном направлении ведутся в МАИ (национальный исследовательский университет), МГУ им. М.В. Ломоносова, ЦАГИ им. М.Е. Жуковского. Значительные результаты получены в работах Андреева Ю.М., Адашевского В.М., Алалыкина С.С., Богатырева А.В., Ивановой Т.Б., Пивоваровой Е.Н., Алышева А.С., Белякова А.О., Сейраняна А.П., Виденкина Н.А., Смирнова Г.Г., Богданова В.В., Панченко И.Н., Някк

В.А., Чумаченко Е.К., Ромащенко С.В., Морозова И.С., Шатрова А.К., Шевцова Е.А., Соколика Л.И., Овакимяна Л.Г., Макарова Н.В., Паршина В.И., Сучилина В.А. и др.[8, 9, 11, 17, 18, 23, 62, 73, 89, 94, 107-110, 139, 142, 159, 160, 161, 171, 172, 177, 191, 193, 194, 196, 197, 198, 199, 200, 201, 243, 245-249, 258, 261, 268, 273, 274, 281, 285, 286, 289, 292, 294].

Однако следует отметить, что методы, основанные на задании исследуемому телу колебательных движений, могут иметь ограничения в применении. Это связано с пространственной жесткостью и прочностью исследуемых тел, для которых не применима модель твердого тела. Тонкостенные корпусные детали, пространственные фермы, раскрывающиеся в невесомости конструкции не обладают достаточной собственной пространственной жесткостью и приобретают свойства колебательных систем в случае «навязанных» им колебаний. В результате они становятся колебательными системами, присоединёнными к динамической измерительной системе стенда, и увеличивают динамическую погрешность измерений. Необходима разработка метода оценки инерционных характеристик тел, свободного от применения колебательных процессов.

Трибологические параметры механических систем. Фундаментальные работы в области трения в механизмах и машинах принадлежат сотрудникам ИМАШ Гаркунову Д.Н., Дроздову Ю.Н., Крагельскому И.В., Пинегину С.В., Рыбаковой Л.М., Хрущеву М. М., Чичинадзе А.В. Глубокие детальные исследования в области трибологии ведутся сотрудникам института проблем механики им. А.Ю. Ишлинского под руководством акад. Горячевой И.Г. [117, 127, 137, 162, 223, 230], а также сотрудниками Ростовского государственного университета путей сообщения под руководством академика Колесникова В.И. [99, 152-154]. Всесторонним и глубоким исследованиям в области трибологии посвящены работы Ахматова А.С., Толстого Д.М.

Но все указанные выше работы по 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. А силы трения зависят от динамических нагрузок, положения звеньев механизма, скорости их движения и материалов изготовления, состояния смазывающего материала.

В совокупности этот общий суммарный момент сопротивления является сложной функцией многих аргументов, которую необходимо определять каждый раз для очередного заданного механизму режима движения при смене выполняемого механизмом технологического процесса, когда меняются массы подвижных звеньев и закон движения механизма. Необходимо разработать метод оценки функции изменения указанного момента сопротивления.

Таким образом, задачами данной работы являются:

- разработка методологии оценки текущего технического состояния механизма и определение его соответствия требованиям технологического процесса, предстоящего к выполнению;
- разработка метода оценки масс, координат центра масс и центральных моментов инерции деталей механизма;
- синтез схемы испытательного стенда для определения инерционных характеристик;
- разработка динамической измерительной системы и алгоритма расчета инерционных характеристик по результатам измерений;
- разработка метода оценки приведенного момента сопротивления движению механизма.

Глава 2. Методика определения технического состояния механизма.

2.1. Назначение механизмов и их функциональные характеристики.

Рабочие процессы, выполняемые механизмами, определяются их назначением. Например, механизмы для транспортных операций по перемещению обрабатываемых заготовок, механизмы, выполняющие в процессе движения обработку металлов резанием, или механизмы для 3-D технологий способны выполнять указанные технологические процессы при условии, если они обладают соответствующими функциональными характеристиками. Для каждого типа рабочей операций, совершаемой механизмом, необходимы соответствующие функциональные характеристики, обладая которыми механизм способен выполнять назначенный технологический процесс.

Таким образом, назначение механизма определяет функциональные характеристики, которые условно можно разбить на две группы (Рис. 2.1).

Первая группа – это быстроходность, точность и характеристики, определяющие текущее техническое состояние механизма.

Вторая – инерционные и трибологические характеристики.

Каждая характеристика имеет конкретное количественное выражение и для её определения необходимы экспериментальные или расчетные методы, а также соответствующие средства измерения. В данной работе для этого предлагаются соответствующие методы.

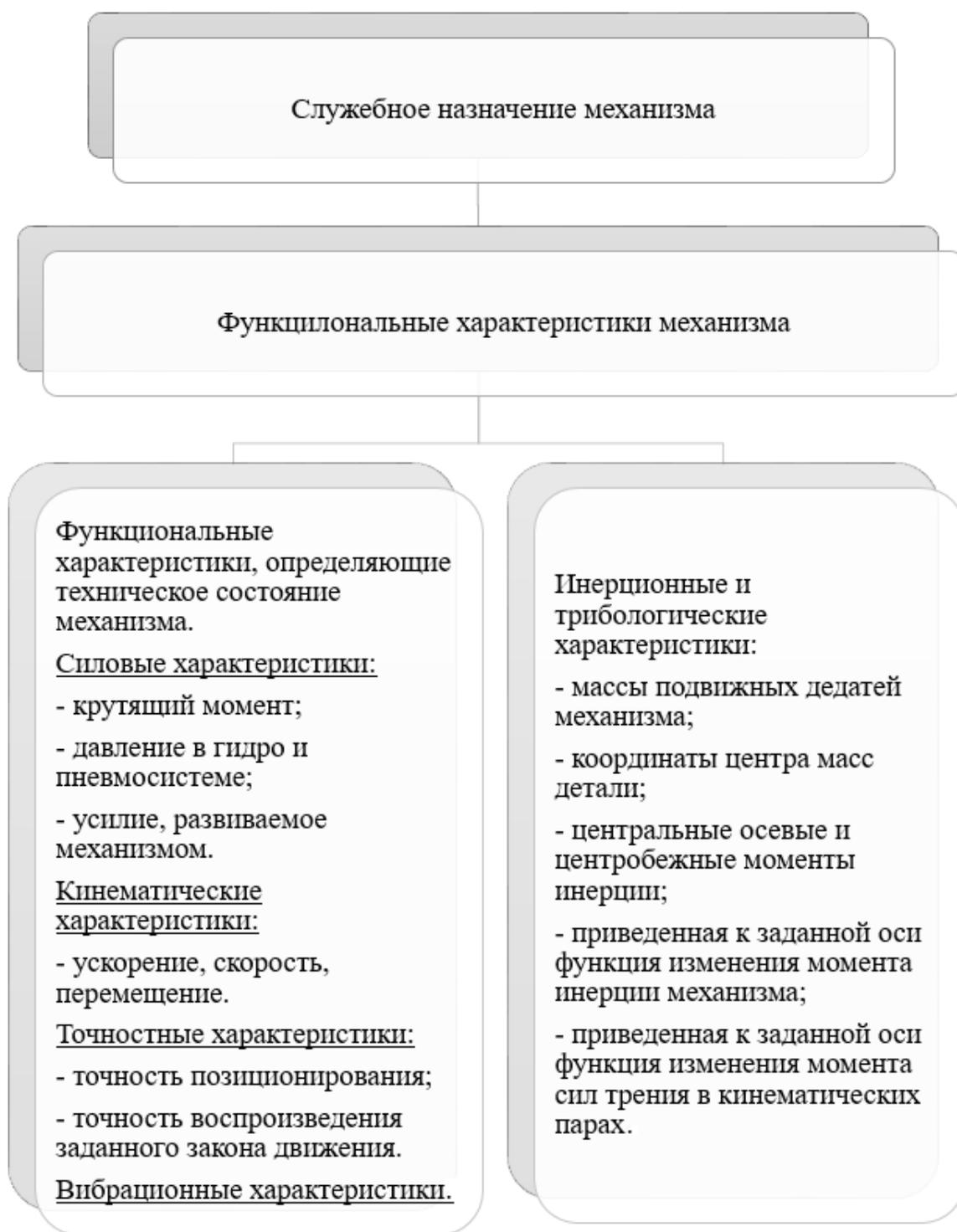


Рис. 2.1 Функциональные характеристики механизма

Оценка текущего состояния механизма необходима, поскольку рабочий процесс эксплуатации ведёт к ухудшению и деградации первоначальных нормативных функциональных характеристик механизма, стимулирует

развитие дефектов. Для оценки величины параметров, определяющих функциональные характеристики механизмов, предлагается измерять физические процессы – диагностические параметры, чувствительные к отклонениям структурных параметров механизма. Такой подход позволяет наряду с проверкой соответствия механизма новым требованиям, дополнительно периодически диагностировать текущее состояние механизма, превентивно, на ранних стадиях распознавать зарождающиеся дефекты и исключать аварийные ситуации. В зависимости от конструкции механизма, применяемого привода движения и предъявляемых требований, для него формируется индивидуальный комплекс соответствующих диагностических параметров. Методика их определения предлагается в данной работе.

Особенность эксплуатации переналаживаемого оборудования и переналаживаемых механизмов состоит в том, что отсутствует достаточный набор заданных паспортных данных и критериев, определяющих его исправное работоспособное состояние. Это связано со значительной трудоёмкостью определения соответствующих критериев, частой сменой законов движения, изменением величин подвижных масс деталей и приспособлений, устанавливаемых на механизм. В этой ситуации фиксированные значения некоторых диагностических параметров могут быть дополнительными критериями определения исправного работоспособного состояния при настройке механизма на очередной технологический процесс. Например, при изменении скорости движения силового стола переналаживаемого агрегатного станка с новыми установленными инертными массами (Рис. 2.2) необходимо назначать новые допустимые ускорения движения механизма, исходя из условий прочности деталей и точности позиционирования в позиции обработки.

Таким образом, закон движения механизма должен каждый раз не только соответствовать требованиям технологического процесса, но и удовлетворять

дополнительным ограничениям, которые следуют из конструктивных особенностей механизма и его технических возможностей.

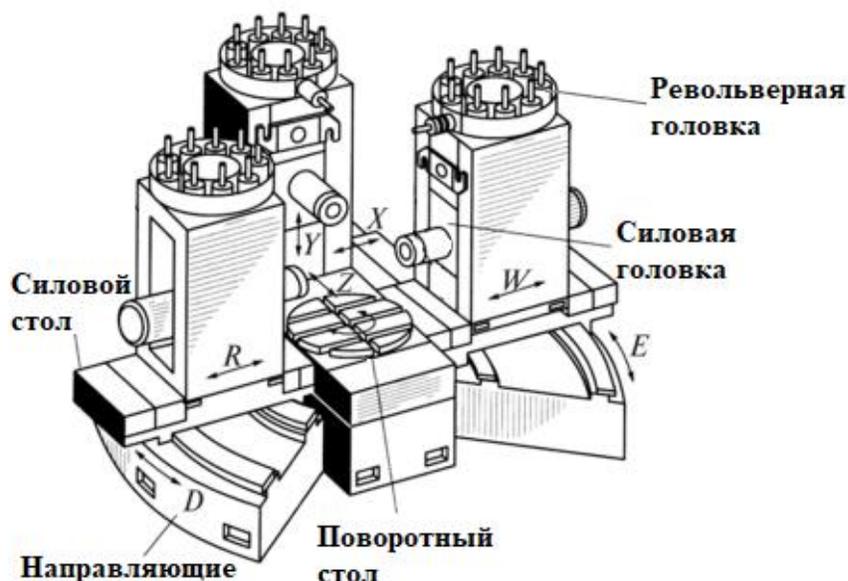


Рис. 2.2 Перенастраиваемый агрегатный станок

2.2. Методика определения критериев работоспособного состояния механизма.

Разработанная методика определения критериев работоспособного состояния механизма и проверки его соответствия требованиям технологического процесса основана на сочетании натурного и вычислительного экспериментов, а также на учете и использовании накопленного опыта экспериментальных исследований аналогичных конструкций механизмов в условиях производства.

Предлагается следующий технологический прием исследований механизмов, основанный на общности задач параметрической идентификации и диагностики механизмов. Сущность приема состоит в задании и измерении силового воздействия на механизм со стороны привода, и измерении реакции

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. Это тот комплекс параметров, который необходим для определения текущего технического состояния механизма.

Однако указанный выше известный приём должен учитывать следующие особенности реальных механизмов, работающих в условиях действующего производства. Во-первых, силовое воздействие и ответные движения звеньев механизма должны быть естественными, предусмотренными самой конструкцией и свойствами привода, без коренной перестройки механизма и придания ему новых, не свойственных ему динамических свойств и качеств.

Так, например, один из методов определения приведенного момента инерции механизма предписывает отсоединить механизм от двигателя, внедрить в конструкцию механизма и установить пружину для превращения механизма в физический маятник [4]. По периоду собственных колебаний около положения равновесия рассчитывается приведённый момент инерции. Изменив конфигурацию механизма, для нового положения звеньев определяется новый период колебаний и рассчитывается соответствующее значение нового приведённого момента инерции. Так последовательно должна восстанавливаться функция изменения приведённого момента инерции механизма в зависимости от обобщенной координаты. Но предлагаемая данным методом кардинальная глубокая перестройка механизма требует значительных трудозатрат и в производственных условиях практически не выполнима.

Вторая особенность, которая должна быть учтена в методологии определения параметров, состоит в минимизации числа измеряемых физических параметров и увеличении их диагностической информативности. Дело в том,

что организация процесса измерений комплекса физических параметров часто связана с демонтажем и разборкой вполне работоспособных узлов только для того, чтобы обеспечить доступ к исследуемому механизму, а также связана с проведением дополнительных работ по установке и встраиванию датчиков, например, в гидросистему механизма. Все эти практические мероприятия требуют значительных трудозатрат и длительного простоя оборудования особенно в условиях действующего производства. В итоге процедура измерения всего комплекса силовых и кинематических параметров может представлять значительную трудоемкость, и быть экономически затратной и не целесообразной.

Разработку методологии оценки текущего технического состояния предлагается рассмотреть на примере поворотных столов, применяемых в агрегатных станках. 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, проведение наладочных или ремонтных мероприятий поворотного стола сопряжено с проведением дополнительных монтажно-демонтажных работ: 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 методологии.

На рисунке 2.3 показан переналаживаемый поворотный стол, который

легко настраивается на различное число позиций деления от 2 до 96.

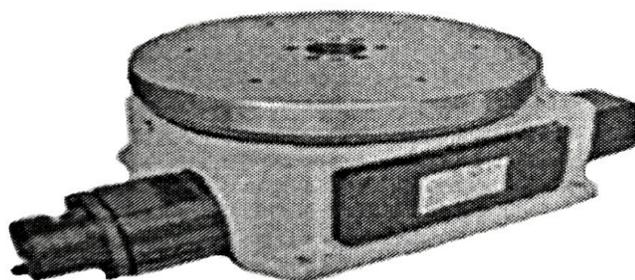


Рис. 2.3 Перенастраиваемый поворотный стол

При этом также легко регулируются скорости движения планшайбы. На рисунке 2.4 показаны примеры настраиваемых угловых скоростей и ускорений планшайбы, которые задаются оператором станка с помощью регулировки двух гидравлических дросселей.

От типа применяемого привода вращения планшайбы зависит надёжность работы поворотных столов: количество отказов, трудоёмкость устранения отказов и трудоёмкость выполнения диагностической процедуры локализации дефектов. В таблице 2.1 приведены экспериментальные данные по количеству отказов, трудоёмкости ремонта отдельных подсистем технологического оборудования, в том числе и поворотных столов, и трудоёмкости устранения одного отказа. Данные получены по результатам обследования технологического оборудования на Волжском автомобильном заводе.

Трудоёмкость ремонта отдельных подсистем оборудования

Таблица 2.1

Наименование систем	Трудоемкость н/час	Часы простоев	Число отказов	Трудоемкость устранения одного отказа
Механические	517	117	25	20,7
Гидравлические	406	90	49	8,3
Электрические	303	52	68	4,5

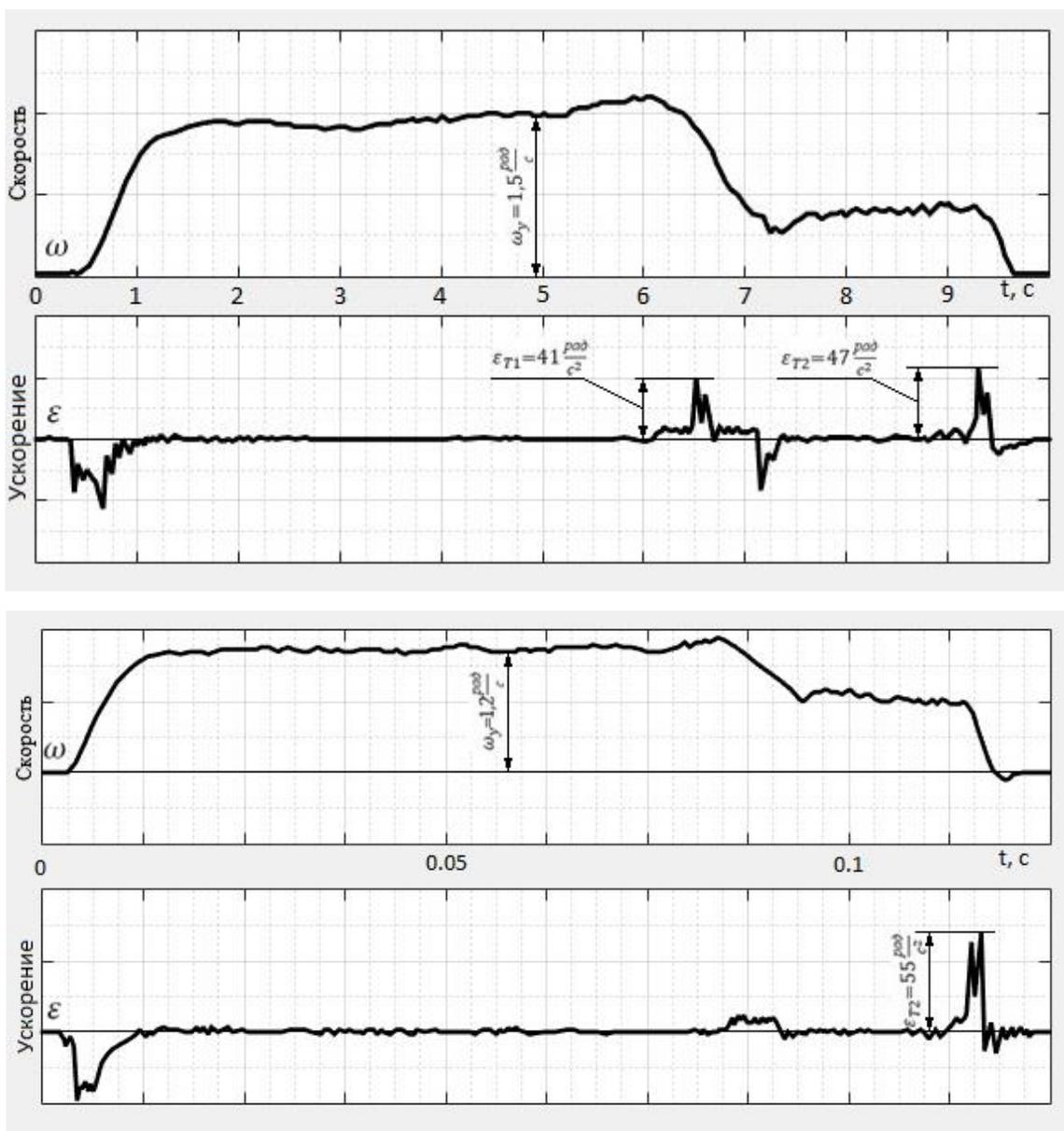


Рис. 2.4 Примеры осциллограмм скорости и ускорений планшайбы

Данные таблицы свидетельствуют, что устранение отказов механической и гидравлической систем значительно, в 4,6 и 1,8 раз соответственно превышают трудоемкость устранения отказов электрических систем. В указанные величины включена трудоёмкость выполнения процедуры диагностирования соответствующей подсистемы.

Таким образом, на примере поворотных устройств с гидроприводом можно детально и в полной мере иллюстрировать разработку методологии

оценки текущего состояния переналаживаемого технологического оборудования и механизмов, а также проверку их соответствия требованиям технологического процесса. При этом необходимо учитывать указанные выше особенности применения методологии в условиях действующего производства.

Для оценки технического состояния механизма необходим комплекс критериев, определяющих исправное работоспособное состояние. Конкретное значение критериев устанавливается исходя из назначения механизма. Так, например, назначение поворотного стола – перемещать обрабатываемые детали из одной рабочей позиции в другую и точно фиксировать в позициях обработки. Время поворота планшайбы стола должно быть согласовано с длительностью цикла работы других механизмов, которые вместе с поворотным столом образуют технологическую цепочку. Уменьшение времени поворота (увеличение угловой скорости движения планшайбы) ведёт к увеличению динамических нагрузок на звенья механизма, увеличению погрешности углового деления и снижению точности обработки. Это общее свойство механизмов. Следовательно, быстроходность – один из критериев работоспособного состояния, который для переналаживаемого оборудования должен устанавливаться каждый раз при настройке на очередной технологический процесс. В данном случае, для поворотного стола, необходимо определять время поворота планшайбы в зависимости от числа позиций деления z и величины инертных масс, установленных на планшайбе.

Методика определения критериев основана на сочетании методов натурного и вычислительного экспериментов, на привлечении ранее установленных свойств родственных механизмов, на последовательном уточнении значений критериев по мере накопления опытных данных, т.е. предполагается процесс обучения (Рис. 2.5). 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 критериев на модели при заданных ограничениях.
5. Экспериментальная проверка полученных результатов.
6. Уточнение норм в процессе испытаний серийных образцов механизма.

Особенность предлагаемой методики состоит в том, что накопления необходимой информации о параметрах увязано с производственными условиями испытаний натуральных образцов. Информация получается не в искусственных, а в естественных условиях.



Рис. 2.5 Формирование критериев работоспособного состояния механизма

2.2.1. Пример расчета критериев работоспособного состояния для поворотного стола с механизмом фиксации из плоских зубчатых колёс.

Перенастраиваемый поворотный стол, показанный на Рис. 2.3 настраивается на различное число позиций деления z , и при этом на планшайбу стола устанавливаются детали различной массы. Настраивая механизм на очередной технологический процесс, необходимо определить скорость поворота планшайбы на заданный угол $\psi = 2\pi/z$ так, чтобы длительность поворота отвечала требованиям технологического процесса, а динамические нагрузки на детали стола не превышали допустимых величин. Для этого предварительно анализируются прочностные свойства деталей стола, и определяется «наиболее слабая» по критерию прочности. Устанавливаются наибольшие допустимые усилия для этой детали. Здесь эффективно сочетание методов математического моделирования динамических процессов с анализом накопленных на практике результатов эксплуатации механизма в производственных условиях. Например, при эксплуатации указанного поворотного стола возникали аварийные ситуации, связанные с деформациями винтов 3 (Рис. 2.6) крепления планшайбы 1 к валу 2. Деформации вызваны большим инерционным крутящим моментом со стороны планшайбы и установленными на ней приспособлениями с обрабатываемыми деталями. Большой крутящий момент возникал при торможении планшайбы и резком снижении скорости. Происходило угловое смещение планшайбы 1 относительно вала 2, что приводило к аварийным ситуациям. Угловое смещение происходило в том случае, когда динамический крутящий момент превышал момент трения между планшайбой 1 и валом 2. Наибольший крутящий момент, передаваемый четырьмя винтами 3 размером М8×35, определялся исходя из его равенства моменту трения между планшайбой 1 и центральной опорой 2. Допустимая нагрузка на каждый винт при неконтролируемой затяжке равна

7000н [88]. Общее суммарное усилие p_{Σ} , прижимающее планшайбу к центральной опоре равно: $p_{\Sigma} = 4 \cdot 7000 \text{ н} = 28000 \text{ н}$.

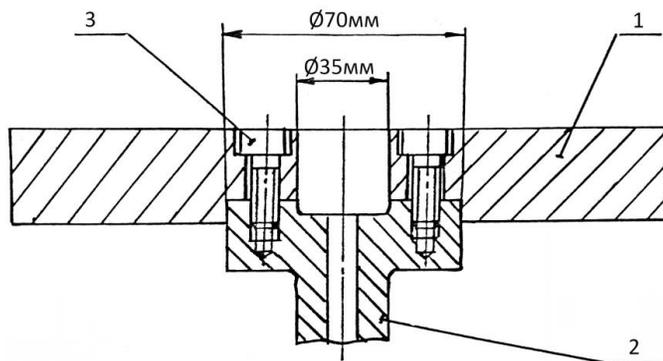


Рис. 2.6 Крепление планшайбы к поворотной оси стола

Контакт планшайбы с центральной опорой происходит по кольцевой поверхности наружным радиусом $r_n = 3,5 \text{ см}$ и внутренним $r_b = 1,75 \text{ см}$. Момент трения по кольцевой поверхности равен [5]:

$$M_{TP} = \frac{2}{3} \cdot f \cdot p_2 \cdot \frac{r_n^3 - r_b^3}{r_n^2 - r_b^2} = 112,5 \text{ н.м.}$$

В расчете принят коэффициент трения f равным 0,15. Если динамический момент M_d действующий со стороны планшайбы, будет больше M_{TP} , это приведет к деформации винтов.

Установив «слабое звено» механизма и определив максимальный допустимый момент $M_{кр}$, действующий со стороны планшайбы, можно установить ограничение на закон движения планшайбы. Известно, что технологически измерять и контролировать момент $M_{кр}$ значительно сложнее, чем угловое ускорение. Поэтому целесообразно измерять и ограничивать угловое ускорение ε планшайбы, поскольку существует линейная зависимость $M_{кр}$ от углового ускорения ε : $M_{кр} = J \cdot \varepsilon$. Здесь J - суммарный момент инерции планшайбы и установленных на ней деталей. Величину момента инерции планшайбы, а также массы, координаты центра масс установленных на планшайбу деталей и их моменты инерции необходимо предварительно

определить. Для этого в данной работе предлагаются соответствующие методы и средства оперативного определения инерционных характеристик. После того, как определены массы, координаты центров масс и моменты инерции, а также общий суммарный момент инерции J , рассчитывается максимально допустимое ускорение $[\varepsilon_{\text{макс}}]$ для механизма. Ускорение $[\varepsilon_{\text{макс}}]$ является одним из ограничений при расчете на математической модели закона изменения скорости ω движения механизма:

$$\frac{d\omega(t)}{dt} \leq [\varepsilon_{\text{макс}}] \quad (2.1)$$

Другое ограничение для скорости может быть связано с необходимостью обеспечить механизму максимально допустимую быстроходность, т.е. минимальное время поворота $t_{\text{пов}}$. Так, если планшайба поворотного стола совершает периодические движения на заданный угол $\psi = 2\pi/z$, где число позиций деления z определяется очередным технологическим процессом, то функция изменения скорости $\omega(t)$ планшайбы должна удовлетворять следующему условию:

$$\int_{t=0}^{t_n} \omega(t) dt = \frac{2\pi}{z}, \quad t_{\text{п}} \rightarrow \min; \quad (2.2)$$

Определять функцию $\omega(t)$, одновременно удовлетворяющую условиям (2.1), (2.2) целесообразно на математической модели. Для этого разрабатывается математическая модель гидромеханической системы механизма поворота и торможения планшайбы.

На рисунке 2.7 приведена гидрокинематическая схема переналаживаемого поворотного стола с механизмом фиксации из плоских зубчатых колес.

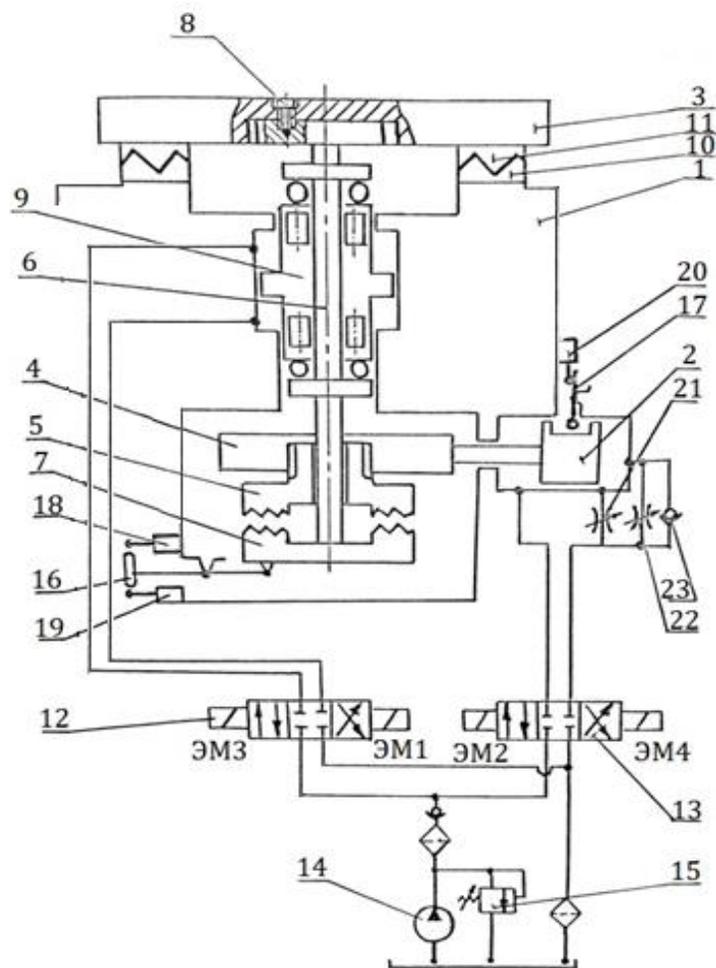


Рис. 2.7 Гидрокинематическая схема переналаживаемого поворотного стола

В корпусе 1 расположен гидроцилиндр 2 привода поворота планшайбы 3. Вращение планшайбе сообщается через реечную передачу 4 и 5. Зубчатое колесо 5 является одновременно элементом муфты, соединяющей центральную опору планшайбы 6 с реечным зацеплением 5. Планшайба крепится к центральной опоре с помощью четырех винтов 8. Для сообщения планшайбе поступательного движения в вертикальном направлении в корпусе стола расположен гидроцилиндр 9, в поршне которого на двух игольчатых и упорных подшипниках расположена центральная опора 6 планшайбы. На корпусе стола расположено плоское зубчатое колесо 10, а на планшайбе 3 аналогичное колесо 11. Они оба служат для фиксации планшайбы в конечном положении. Распределения потоков рабочей жидкости осуществляется

гидрораспределителями 12 и 13. Давление вырабатывается насосной установкой, состоящей из насоса 14 и переливного клапана 15. Приводом вращательного движения планшайбы является гидроцилиндр, жестко связанный с зубчатой реечной передачей, посредством которой и задается вращение планшайбе. На Рисунке 2.8 приведена динамическая модель механизма с учетом зазора и податливости кинематической цепи, а также сжимаемости рабочей жидкости.

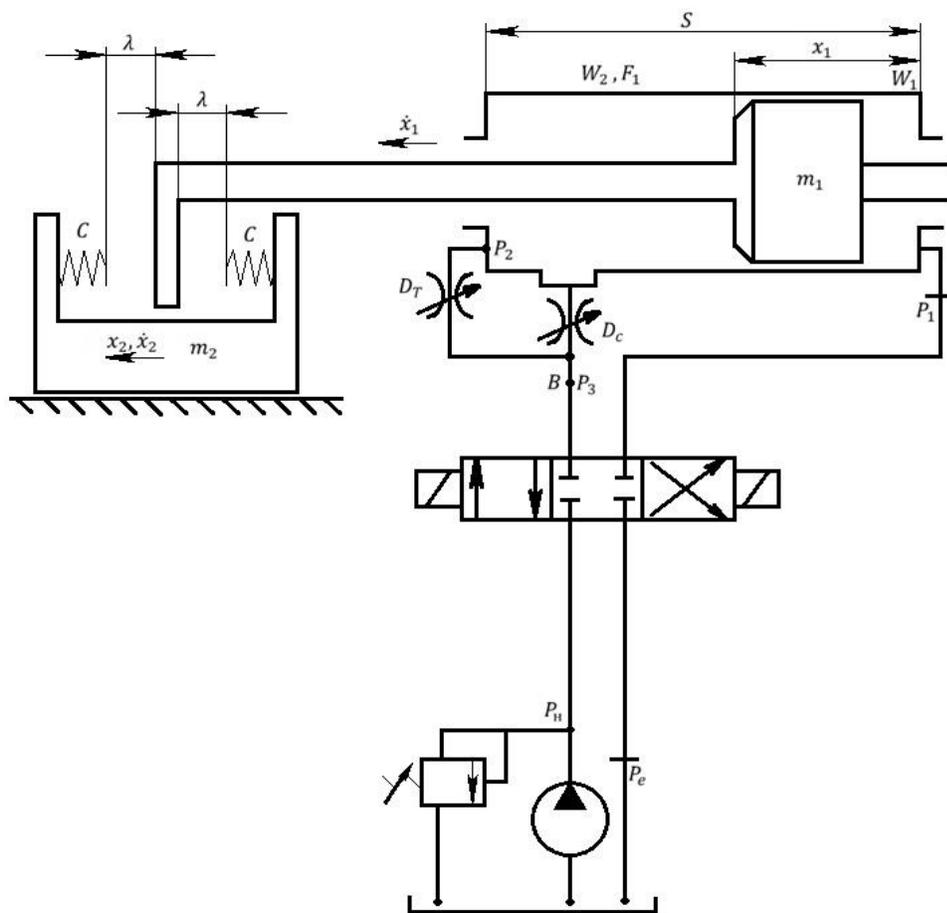


Рис. 2.8 Расчетная динамическая модель

Здесь приняты обозначения:

x_1 и \dot{x}_1 – координата и скорость поршня;

m_1 , m_2 – массы поршня с рейкой и планшайбы с установленными деталями;

w_1, w_2 – объёмы полостей нагнетания и слива;

p_1, p_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

c_1, λ – жесткость и зазор в кинематической цепи;

x_2 и \dot{x}_2 – координата и скорость массы m_2 (планшайбы);

F – площадь поршня;

J_1 – сила трения поршня в гидроцилиндре;

J_2 – сила трения в опорах планшайбы.

Все параметры приведены к поршню гидроцилиндра.

С целью упрощения, принимаются следующие допущения:

– объёмные утечки в гидросистеме пренебрежимо малы;

– температура жидкости постоянна;

– потери давления в трубопроводах линейно зависят от расхода;

– динамическая характеристика переливного клапана заменена статической.

Уравнение расхода для полости нагнетания с учетом сжимаемости жидкости, имеет вид [167]:

$$\frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) \cdot (w_1 + F \cdot x_1) = \frac{p_n - p_1}{A_q} - F \cdot \dot{x}_1, \quad (2.3)$$

где E – модуль упругости жидкости;

p_0 – атмосферное давление;

α – отношение объема нерастворенного воздуха к объему рабочей жидкости;

A_q – характеристика переливного клапана.

Структура уравнения расхода для сливной полости зависит от координаты поршня x_1 . Если $x_1 < S - l - B_{цл} + B$ (Рис. 2.9), то расход Q вытесняемой жидкости проходит одновременно через два дросселя D_c и D_T (Рис. 2.8).

Для гидравлических дросселей D_c и D_T принимается квадратичная зависимость потерь давления от расхода [167]:

$$\Delta p_2 = B_c \cdot Q_c^2 = B_T \cdot Q_T^2, \quad (2.4)$$

где B_c и B_T – коэффициенты гидравлического сопротивления;

Q_c и Q_T – расходы жидкости, проходящие через дроссели D_c и D_T .

Коэффициенты B_c и B_T определяются по формулам [167]:

$$B_c = \frac{\xi \cdot \rho}{2F_c^2}; \quad B_T = \frac{\xi \cdot \rho}{2F_T^2}, \quad (2.5)$$

где F_c и F_T – площади проходных сечений дросселей скорости и торможения;

ρ – плотность масла;

ξ – коэффициент, зависящий от геометрии проходного сечения.

Учитывая, что $Q_c + Q_T = Q$, где Q – расход, проходящий через оба дросселя, имеет место следующее соотношение для перепада давлений Δp_2 и расхода Q :

$$\Delta p_2 = \left(\frac{\sqrt{B_c \cdot B_T}}{\sqrt{B_c} + \sqrt{B_T}} \right)^2 \cdot Q^2. \quad (2.6)$$

Кроме гидравлических дросселей D_c и D_T сопротивление потоку рабочей жидкости оказывают гидравлические аппараты сливной магистрали. Потери давления в них принимаются линейно-зависящими от расхода Q :

$$\Delta p_3 = A \cdot Q, \quad (2.7)$$

где A – коэффициент гидравлического сопротивления.

Уравнение давлений в сливной магистрали имеет вид:

$$p_2 - \left(\frac{\sqrt{B_c \cdot B_T}}{\sqrt{B_c} + \sqrt{B_T}} \right)^2 \cdot Q^2 - A \cdot Q - p_e = 0, \quad (2.8)$$

где p_e – давление подпора в сливной магистрали.

Из последнего выражения определяется расход Q :

$$Q = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \left(\frac{\sqrt{B_c \cdot B_T}}{\sqrt{B_c} + \sqrt{B_T}} \right)^2 (p_2 - p_e)}}{2 \left(\frac{\sqrt{B_c \cdot B_T}}{\sqrt{B_c} + \sqrt{B_T}} \right)^2}. \quad (2.9)$$

Уравнение расходов для сливной полости имеет вид:

$$\frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_2^2} \right) \cdot (w_2 + F \cdot x_1) = F \cdot \dot{x} - \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \left(\frac{\sqrt{B_c \cdot B_T}}{\sqrt{B_c} + \sqrt{B_T}} \right)^2 (p_2 - p_l)}}{2 \left(\frac{\sqrt{B_c \cdot B_T}}{\sqrt{B_c} + \sqrt{B_T}} \right)^2} \quad (2.10)$$

Если координата поршня $x_l > S - l + B - B_{цл}$ (Рис. 2.9), то начинается перекрытие щели. Если до этого её размеры были таковы, что не оказывали существенного влияния на величину сопротивления потоку рабочей жидкости, то в процессе перекрытия её роль возрастает. Текущее значение площади проходного сечения щели в функции x_l равно:

$$F_{цл} = (S - l + B - x_l) \cdot h \frac{\sqrt{2}}{2},$$

где h – длина щели.

Потери давления, создаваемые перекрываемой щелью, равны:

$$\Delta p_{цл} = \frac{\xi \cdot p \cdot Q_c^2}{h^2 \cdot (S - l + B - x_l)^2}. \quad (2.11)$$

Суммарные потери давления равны:

$$\Delta p + \Delta p_{цл} = \left(B_c + \frac{\xi \cdot p}{h^2 \cdot (S - l + B - x_l)^2} \right) \cdot Q_c^2.$$

В этом случае коэффициент квадратичных потерь равен:

$$U(x_1) = B_c + \frac{\xi \cdot p}{h^2 \cdot (S - l + B - x_1)^2}. \quad (2.12)$$

Подставляя последнее выражение вместо B_c в уравнение (2.10), получим уравнение расходов для сливной полости гидроцилиндра в процессе перекрытия щели.

Если $x_l > S - l + B$, то щель полностью закрыта и весь расход проходит только через дроссель D_T (Рис. 2.9).

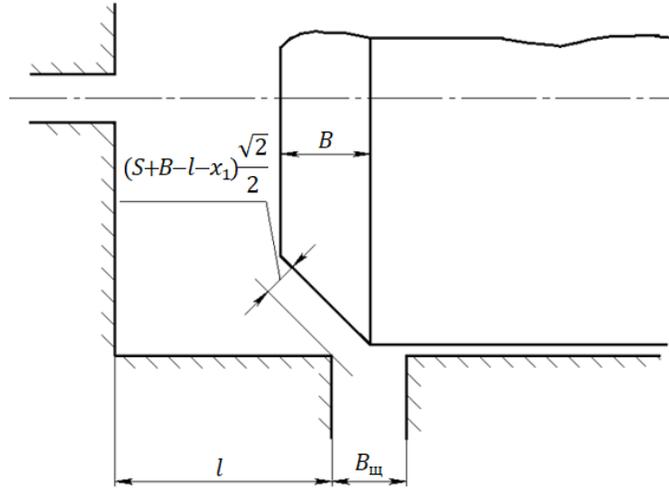


Рис. 2.9 Схема перекрытия гидравлического потока

В этом случае в уравнении (2.10) величина B_c полагается равной ∞ .

Зазор в кинематической цепи описывается следующей нелинейной функцией:

$$J_c = \begin{cases} 0, & \text{если } |x_1 - x_2| < \lambda; \\ c \cdot (x_1 - x_2 - \lambda), & \text{если } x_1 - x_2 > \lambda; \\ c \cdot (x_1 - x_2 + \lambda), & \text{если } x_1 - x_2 < -\lambda. \end{cases} \quad (2.13)$$

Величина силы трения поршня J_1 принимается постоянной по величине и направленной противоположно скорости x_1 :

$$J_1 = \begin{cases} -R_1, \text{ если } \dot{x}_1 = 0 \text{ и } F \cdot (p_1 - p_2) > R_1 \\ -F \cdot (p_1 - p_2), \text{ если } \dot{x}_1 = 0 \text{ и } |F \cdot (p_1 - p_2)| < R_1 \\ -R_1, \text{ если } \dot{x}_1 > 0 \\ R_1, \text{ если } \dot{x}_1 < 0 \\ R_1, \text{ если } \dot{x}_1 = 0 \text{ и } F \cdot (p_1 - p_2) < -R_1 \end{cases} \quad (2.14)$$

Уравнение движения поршня следующее:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{F}{m_1} (p_1 - p_2) - \frac{J_c}{m_1} + \frac{J_1}{m_1}. \quad (2.15)$$

Сила трения J_2 в опорах планшайбы принимается в виде:

$$J_2 = \begin{cases} -J_c, & \text{если } \dot{x}_2 = 0 \text{ и } |J_c| < R_c; \\ -R_2, & \text{если } \dot{x}_2 = 0 \text{ и } J_c > R_2; \\ R_2, & \text{если } \dot{x}_2 = 0 \text{ и } J_c < -R_2; \\ -R_2, & \text{если } \dot{x}_2 > 0; \\ R_2, & \text{если } \dot{x}_2 < 0. \end{cases} \quad (2.16)$$

Уравнение движения массы m_2 имеет вид:

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{J_c}{m_2} + \frac{J_2}{m_2}. \quad (2.17)$$

В конечном виде система дифференциальных уравнений движения механизма имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) \cdot (w_1 + F \cdot x_1) = \frac{p_n - p_1}{A_q} - F \cdot \dot{x}_1 \\ \frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_2^2} \right) \cdot (w_2 + F \cdot x_1) = F \cdot \dot{x} - \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \left(\frac{\sqrt{U(x_1)} \cdot B_T}{\sqrt{U(x_1)} + \sqrt{B_T}} \right)^2} (p_2 - p_1)}{2 \left(\frac{\sqrt{U(x_1)} \cdot B_T}{\sqrt{U(x_1)} + \sqrt{B_T}} \right)^2} \\ U(x_1) = \begin{cases} B_c, & \text{если } x_1 < S - l + B - B_{uq}; \\ B_c + \frac{\xi \cdot p}{h^2 (S - l + B - x_1)^2}, & \text{если } x_1 > S - l + B - B_{uq}, x_1 < S - l + B; \\ \infty, & \text{если } x_1 > S - l + B \end{cases} \end{array} \right. \quad (2.18)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{F}{m_1} (p_1 - p_2) - \frac{J_c}{m_1} + \frac{J_1}{m_1} \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{J_c}{m_2} + \frac{J_2}{m_2} \end{cases} \quad (2.19)$$

Нелинейные функции J_c , J_1 , J_2 , входящие в уравнения динамики (2.19), определяются в соответствии с выражениями (2.13), (2.14) и (2.16).

В таблице 2.1 приведены значения параметров, входящие в уравнения системы.

Проверка соответствия модели реальному объекту проводилась по следующим параметрам:

- скорости $\omega(t)$ вращения планшайбы;
- максимальным значениям ускорений ε_T^{\max} планшайбы при торможении;
- давлениям $p_1(t)$ и $p_2(t)$ в полостях нагнетания и слива.

Значения параметров математической модели.

Таблица 2.2

Параметры	Значение	Размерность
m_1	3	кг
m_2	644	кг
c	$138,3 \cdot 10^5$	н/м
λ	0,5	мм
$\alpha \cdot 100\%$	5	%
p_H	2,4	МПа
p_0	0,1	Мпа
J_1	350	н
J_2	400	н
F	$15,9 \cdot 10^{-4}$	м ²

w_1	$60 \cdot 10^{-6}$	м^3
w_2	$140 \cdot 10^{-6}$	м^3
E	$14 \cdot 10^8$	н/м^2
A_q	$5 \cdot 10^9$	кг/см^4
ρ	900	кг/м^3
A	$2 \cdot 10^9$	кг/с м^4
B_c	$718 \cdot 10^{11} \div 900 \cdot 10^{11}$	кг/м^7
B_T	$28 \cdot 10^{14} \div 48 \cdot 10^{14}$	кг/м^7
S	$0,16 \div 15,7$	см
p_e	0,04	МПа
ξ	2,2	-
l	0,01	м
$B=B_{\text{ц}}$	0,003	м

Среднеквадратичная погрешность отклонений расчетных значений параметров от экспериментальных определялась по формуле:

$$\Delta = \frac{1}{N} \sum \left(\frac{x_i^{\text{э}} - x_i^{\text{р}}}{x_i^{\text{э}}} \right)^2, \quad (2.20)$$

где $x_i^{\text{э}}, x_i^{\text{р}}$ – экспериментальное и расчетное значения параметра x ;

N – количество сравниваемых значений.

На рисунке 2.8 приведены рассчитанные на модели зависимости параметров $\omega(t), \varepsilon(t), p_1(t), p_2(t)$ при $z = 6$ и $m_2 = 644$ кг (момент инерции планшайбы составляет $1,61 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$). При этом, связь координат $\frac{dx_2}{dt}$ и $\frac{d^2x_2}{dt^2}$

массы m_2 с угловыми скоростью $w(t)$ и ускорением $\varepsilon(t)$ планшайбы имеет вид:

$$\omega(t) = \frac{1}{R_k} \cdot \frac{dx_2}{dt}, \quad \varepsilon(t) = \frac{1}{R_k} \cdot \frac{d^2x_2}{dt^2},$$

где R_k – радиус начальной окружности колеса реечного зацепления = 0,05 м.

Расчет по формуле (2.20) величины среднеквадратичной погрешности для скорости составляет 5%, для давления $p_1(t)$ – 6%, давления $p_2(t)$ – 9%. Наибольшие значения ускорения ε_T^{\max} планшайбы при торможении отличаются от экспериментальных на 11%., что приемлемо для инженерных расчетов.

Математическая модель готова к применению и является рабочим инструментом, который применяется при переналадке и настройке механизма на новый технологический процесс, с новой массой планшайбы и деталями m_2 и другим числом z позиций обработки.

Для другого механизма предварительно, также разрабатывается соответствующая математическая модель, выполняющая те же функции. В модель вносятся новые величины инертных масс, длительность цикла работы механизма, допустимые ускорения и другие изменяемые настройкой параметры.

Для поворотного стола длительность цикла T_u его работы складывается из времени поворота t_n планшайбы на заданный угол $2\pi/z$, времени подъема t_1 планшайбы и опускания t_2 (фиксация). Величины t_1 и t_2 не зависят от числа позиций z , величины подвижных масс J и составляют в сумме, порядка 0,6 с. Тогда $T_u = t_n + 0,6$ с

Время T_u задается требованиями очередного технологического процесса, на который настраивается поворотный стол. Так для выполнения предстоящего технологического процесса число позиций деления z должно равняться 6, а длительность цикла T_u при этом должна быть не более 1.4 с. Следовательно, время t_n поворота планшайбы на угол $\pi/3$ должно быть не более 0.8 с. Кроме того, нормами ТУ установлен допустимый диапазон изменения давлений p_n в гидросистеме $2 \div 2,4$ МПа. Математически, первое ограничение на функцию $\alpha(t)$ имеет вид:

$$\int_{t=0}^{t=0,8} \omega(t) dt = \frac{2\pi}{6} \quad (2.21)$$

Для того чтобы установить допустимое ускорение планшайбы, необходимо предварительно определить общий момент инерции планшайбы J с установленными деталями. Суммарный момент инерции J планшайбы с приспособлениями и обрабатываемыми деталями равнялся 1.61 кг м^2 , а наибольший допустимый крутящий момент $M_{кр}$, установленный из условий прочности винтов крепления 3 (Рис. 2.5) равен 112.7 н·м .

Таким образом, для установленных инертных масс на планшайбе допустимое максимальное ускорение $[\varepsilon_{\max}]$ планшайбы равно 70 рад/с^2 , и второе ограничение на угловую скорость $\omega(t)$ имеет вид:

$$\left(\frac{d}{dt} \omega(t) \right)_{\max} \leq 70 \text{ рад} / \text{с}^2 \quad (2.22)$$

На математической модели (2.18-2.19) найдены функции изменения $\omega(t)$, $\varepsilon(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ (Рис. 2.10), удовлетворяющие указанным выше ограничениям (2.21) и (2.22).

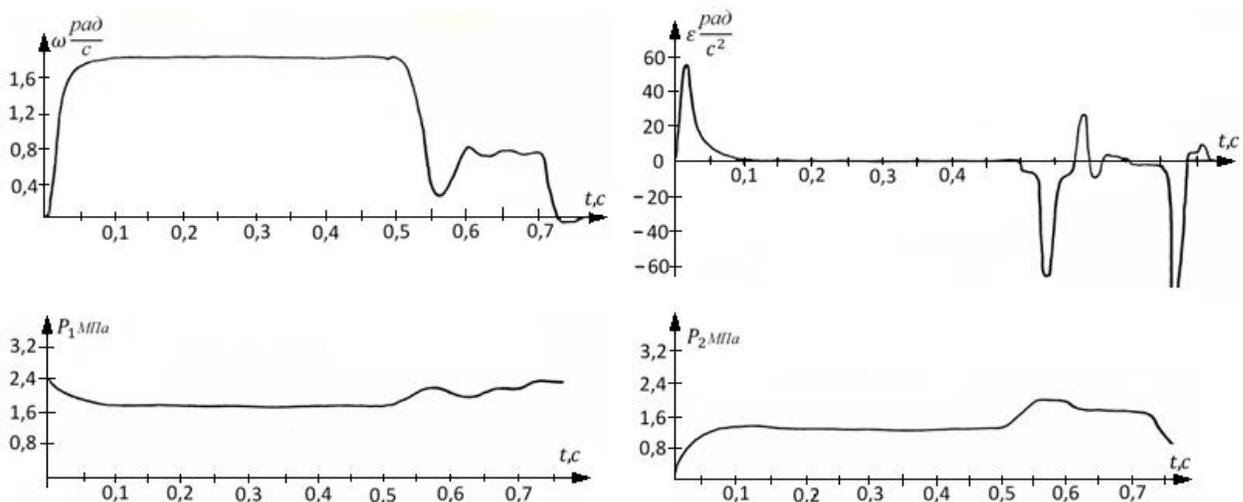


Рис. 2.10 Расчетные значения кинематических и силовых параметров
Полученный на модели закон изменения скорости проверялся экспериментально с целью установить его соответствие условиям 2.21 и 2.22 на

реальном механизме (Рис. 2.11). Осциллограммы скорости и ускорения свидетельствуют о том, что величины ускорений планшайбы при торможении не превышают допустимую величину 70 рад/с^2 , а время поворота t_n составляет 0.74 с. , что соответствует требованиям технологического процесса.

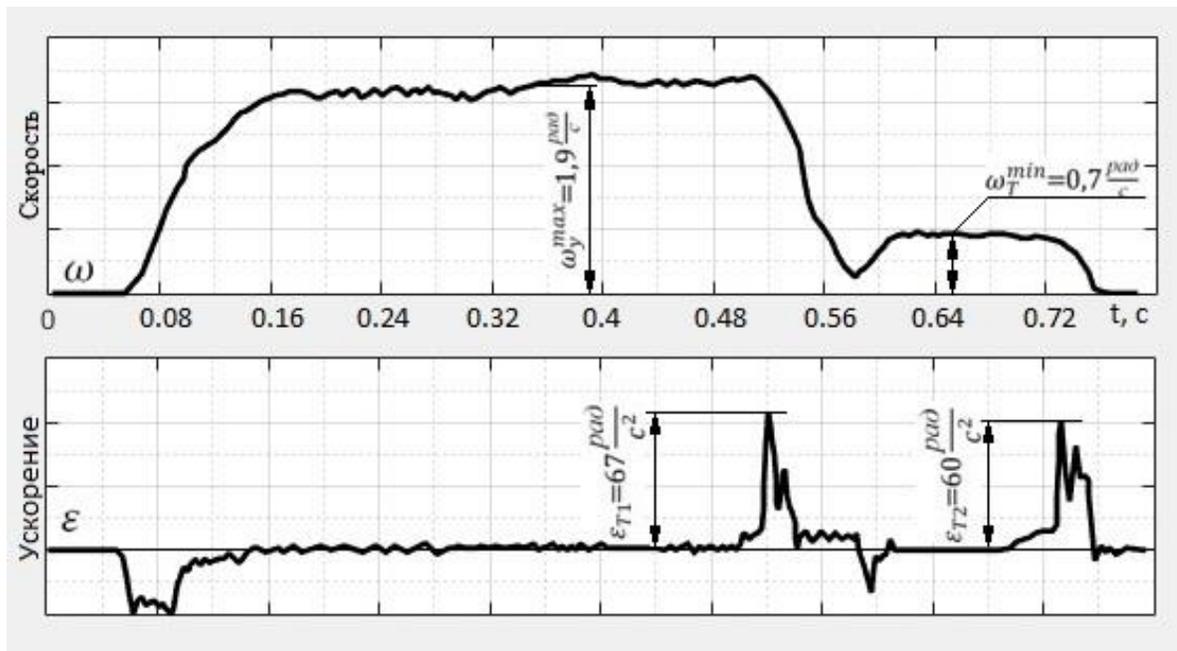


Рис. 2.11 Экспериментальная проверка расчетного закона движения

Таким образом, установлены кинематические $\omega(t)$, $[\varepsilon_{\text{макс}}]$ и силовые p_1 и p_2 критерии работоспособного состояния поворотного стола для его настройки на заданный технологический процесс. Экспериментальная проверка погрешности углового деления поворотного стола показала его соответствие требованиям технических условий на поворотный стол и требованиям точности технологического процесса.

В результате модельные и натурные эксперименты показали, что функциональные характеристики и техническое состояние механизма поворотного стола соответствуют исправному работоспособному состоянию и требованиям технологического процесса.

2.2.2. Критерии работоспособного состояния расточной головки.

Другим распространённым переналаживаемым механизмом является шпиндельный узел расточной или фрезерной бабки переналаживаемого агрегатного станка (Рис. 2.2). Например, при настройке на новую операцию растачивания меняются режимы резания, обрабатываемый материал, геометрические и массовые характеристики борштанги, устанавливаемой в шпиндельный узел расточной головки (Рис. 2.12).

Назначение расточной головки состоит в том, чтобы обеспечить требуемую геометрическую точность размеров растачиваемой цилиндрической поверхности и требуемое качество поверхности обработки.

Параметры функциональных характеристик механизма расточной головки следующие.

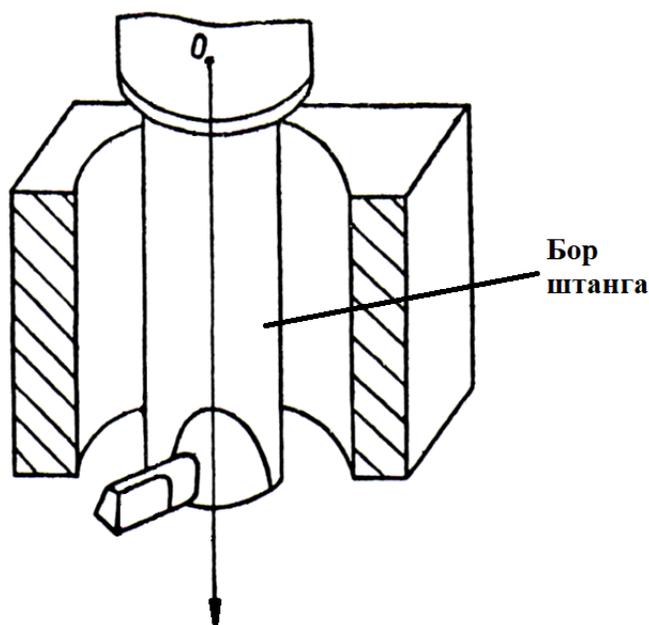


Рис. 2.12 Инструментальная наладка расточной головки

1. Точность вращения. Характеризуется радиальным, осевым и торцевым биением Δ шпинделя у фланца. Нормируется классом точности станка [209].

2. Статическая жесткость. Радиальная и осевая. Нормативные значения отсутствуют. Статическая жесткость существенно зависит от качества

изготовления и сборки механизма шпиндельного узла. Так экспериментально было установлено, что в зависимости от качества сборки механизма шпиндельного узла радиальная жесткость может различаться в два раза у одинаковых по конструкции узлов [16]. Однако существуют эмпирические зависимости, установленные статистической обработкой экспериментальных данных, которые отражают достижимый и требуемый уровень жесткости. При смене режимов резания и изменении конструкции инструментальной наладки целесообразно для регламентации радиальной жёсткости связать её величину с передаваемой на шпиндель мощностью [168]. Так для шпиндельных узлов современных токарных, фрезерных и шлифовальных станков с ЧПУ отношение передаваемой мощности N к радиальной жёсткости C должно находиться в пределах $N/C = 0.025 \div 0.035$ [кВт·мкм/н].

3. Быстроходность. Показателем быстроходности служит произведение $d \cdot n$, где d - средний диаметр передней опоры [мм], n - максимальная частота вращения [об/мин]. Для среднескоростных шпиндельных узлов $d \cdot n < 0.4 \div 0.5 \cdot 10^6$ [мм*об/мин].

4. Несущая способность. Характеризуется динамической и статической грузоподъёмностью подшипников. Указывается в каталогах. Опоры, выбранные по критерию жёсткости, как правило, соответствуют требованиям выносливости.

5. Нагрузочная способность. Это допускаемый крутящий момент или мощность на шпинделе. Показателем является отношение N/d , где N -мощность привода [кВт], d – диаметр передней шейки шпинделя [мм]. Для шпиндельных узлов станков, выполняющих токарные, фрезерные и шлифовальные операции $N/d \cong 0.15 \div 0.35$ кВт/мм, для электрошпинделей $N/d \cong 0.4 \div 0.85$ кВт/мм.

6. Долговечность - продолжительность работы подшипника в часах до появления первых усталостных трещин. Диагностируется методами

вибродиагностики. Ресурс прецизионных подшипников часто обусловлен потерей точности вращения из-за износа и разрегулирования опор. Для обычных узлов средней быстроходности расчётная долговечность опор принимается равной порядка 20 000 часов, для быстроходных узлов – 10 000 – 12000 часов.

7. Энергетические потери. Характеризуются моментом трения или мощностью холостого хода и температурой наружных колец подшипников. Показатели рассчитываются и нормируются в зависимости от класса точности станка (табл.2.2).

Табл. 2.2

Допустимый нагрев подшипников.

Класс точности станка	Н	П	В	А	С
Допустимая избыточная температура наружного кольца $t^{\circ}\text{C}$.	50	30 - 35	20 - 25	15 - 20	8 - 10

8. Критерий виброустойчивости. Определяет условия отсутствия автоколебаний при резании. Для каждой новой схемы обработки можно рассчитать параметры, определяющие устойчивость процесса резания, и условие отсутствия вибраций. Это следующие параметры:

- масса инструментальной наладки, приведённая к точке резания;
- радиальная и осевая жесткости, приведённые к точке резания;
- характеристика твердости обрабатываемого материала;
- режимы резания (ширина резания, подача, скорость).

Если комплекс этих параметров удовлетворяет критерию устойчивости, установленному В.А. Кудиновым, то процесс резания будет без вибрации [163, 180, 203].

Этим обеспечивается требуемая чистота поверхности и стойкость инструмента.

Перечисленные функциональные параметры (критерии) не являются независимыми. Изменение одного неизбежно ведёт к изменению других. Например, статическая жёсткость, несущая способность и долговечность связаны между собой. Аналогично трение в опорах и нагрев подшипников. Следовательно, при настройке механизма на другой технологический процесс, необходима проверка указанных параметров на соответствие нормативным значениям. Механизм считается работоспособным, если его функциональные параметры соответствуют нормам технических требований.

Но процесс эксплуатации всегда связан с ухудшением текущего технического состояния механизма и отклонением функциональных параметров. В этом случае необходимо диагностирование механизма с целью локализации дефектов и установления причин их возникновения.

Выводы.

1. Критерии работоспособного состояния механизмов переналаживаемого оборудования отражают не только текущее техническое состояние механизма, но и его соответствие требованиям технологического процесса.
2. Ограничения на быстродействие механизма, динамические нагрузки на его детали рассчитываются каждый раз при переналадке на новый технологический процесс.
3. Нормативные технические требования ГОСТ и ОСТ являются основой и дополняются критериями, которые учитывают изменения в условиях работы механизмов.

Глава 3. Исследование и анализ дефектов механизмов.

Источниками возникновения дефектов являются нарушения технологии изготовления и сборки, режима эксплуатации и технического обслуживания, а также естественные процессы разрегулирования, разгерметизации старения, трения и износа. Сложность физических процессов формирования дефектов требует комплексного подхода к их изучению. Основными методами являются натурные экспериментальные исследования и математическое моделирование.

Экспериментальные исследования целесообразно проводить на заводе изготовителе и на предприятиях, эксплуатирующих узлы и механизмы. Это позволит изучить влияние реальных производственных условий на формирование дефектов. Кроме этого, необходимо использовать информацию заводских ремонтных служб.

Методы анализа дефектов механизмов рассмотрим на примере поворотных столов.

3.1. Анализ дефектов, связанных с некачественным изготовлением, сборкой и регулировкой деталей механизмов.

Совокупность дефектов рассмотрим на примере поворотного стола с червячным редуктором.

3.1.1. Недопустимо большой ход поршня гидроцилиндра зажима планшайбы (более 12 мм).

На рисунке 3.1 показан поворотный стол и механизмы поворота и фиксации планшайбы.

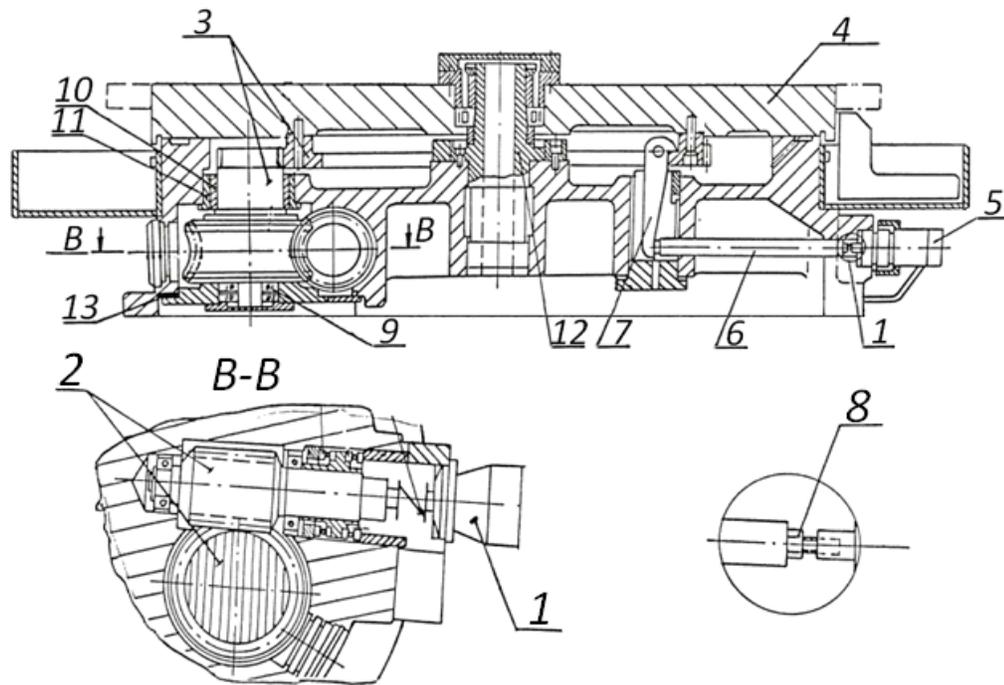


Рис. 3.1 Конструкция поворотного стола с механизмом двойной фиксации

Планшайба 4 в каждой позиции прижимается и удерживается от смещения рычажным механизмом, состоящим из рычага 7, толкателя 6, регулируемого по длине, и гидроцилиндра 5. Свободный ход поршня гидроцилиндра и толкателя регулируется винтом 8. Дефект состоит в неправильной регулировке свободного хода винтом 8 или деформации деталей этого механизма. Наличие дефекта приводит к задержке вращения планшайбы при подаче команды на поворот. Для работоспособного состояния механизма зажима планшайбы величина свободного хода поршня гидроцилиндра должна быть не более 12 мм, что обеспечивает установленную нормами задержку времени t_3 начала вращения планшайбы на величину не более 0,4 с.

Влияние свободного хода поршня гидроцилиндра на время t_3 связано с тем, что при перемещении поршня давление p_n в гидросистеме снижается с 4 МПа до 3 МПа (Рис. 3.2), что приводит к уменьшению величины движущего момента, развиваемого гидромотором.

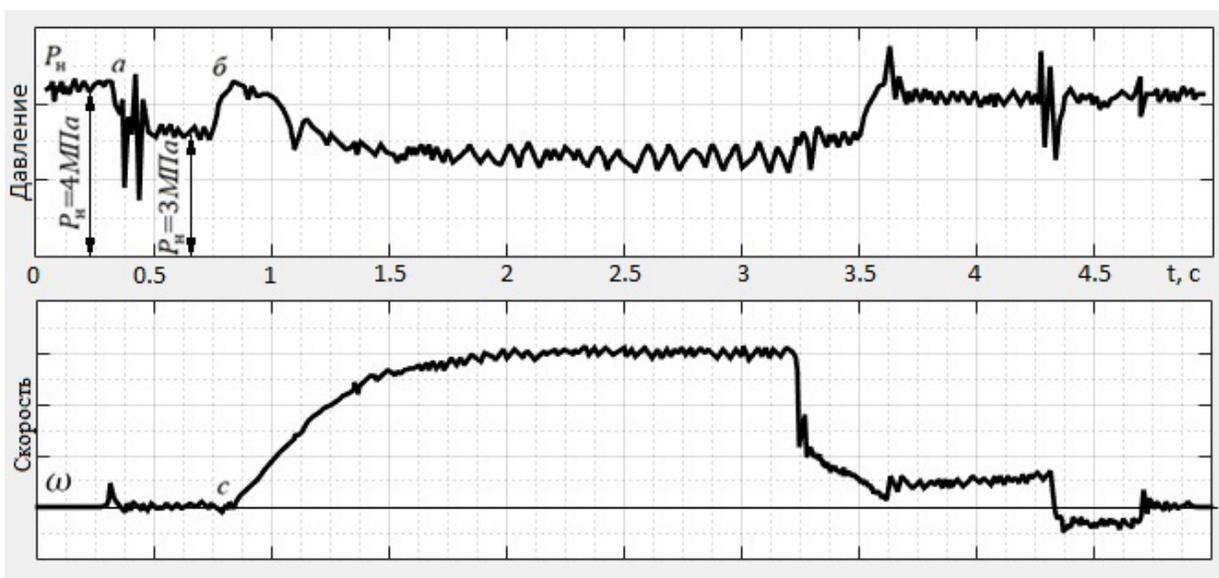


Рис. 3.2 Диагностические признаки дефекта на осциллограммах скорости и давления

На осциллограмме давления p_n движению поршня соответствует характерное снижение давления до 3 МПа на участке «а-б».

После того, как движение поршней прекратилось, давление p_n в гидросистеме снова возрастает. Увеличивается так же и момент, развиваемый гидромотором. Поскольку к этому времени давление в системе разгрузки повысилось до заданной величины, а реле давления дало команду на переключение гидрораспределителя, начинается вращение планшайбы (точка «С» на осциллограмме скорости ω).

Уменьшая участок а-б, уменьшается время t_3 . Однако, это связано с уменьшением хода поршня 7 (Рис. 3.1) гидроцилиндра зажима планшайбы. Свободный ход регулируется винтом 8.

Регулировкой обеспечивают величину свободного хода не более 12 мм. Указанный дефект возникает, как правило, на этапе изготовления или ремонта поворотных столов из-за нарушений технологий сборки и регулировки.

3.1.2. Недопустимо большие силы трения в редукторе привода вращения планшайбы и в направляющих планшайбы.

Этот дефект приводит к снижению быстродействия поворотного стола. Потери на трение в механической части поворотного стола происходят в червячном зацеплении 2 (Рис.3.1) и в направляющих планшайбы. Экспериментальные исследования позволили установить существенную зависимость сил трения в червячном редукторе от качества его изготовления. Силы трения в направляющих планшайбы зависят от качества работы системы гидростатической разгрузки направляющих. На рисунке 3.3 приведены осциллограммы скорости $\omega(t)$ вращения планшайбы и давлений $p_1(t)$ к $p_2(t)$ в полостях гидромотора для поворотного стола с числом позиций деления $z = 6$ и недопустимо большими силами трения в червячном редукторе.

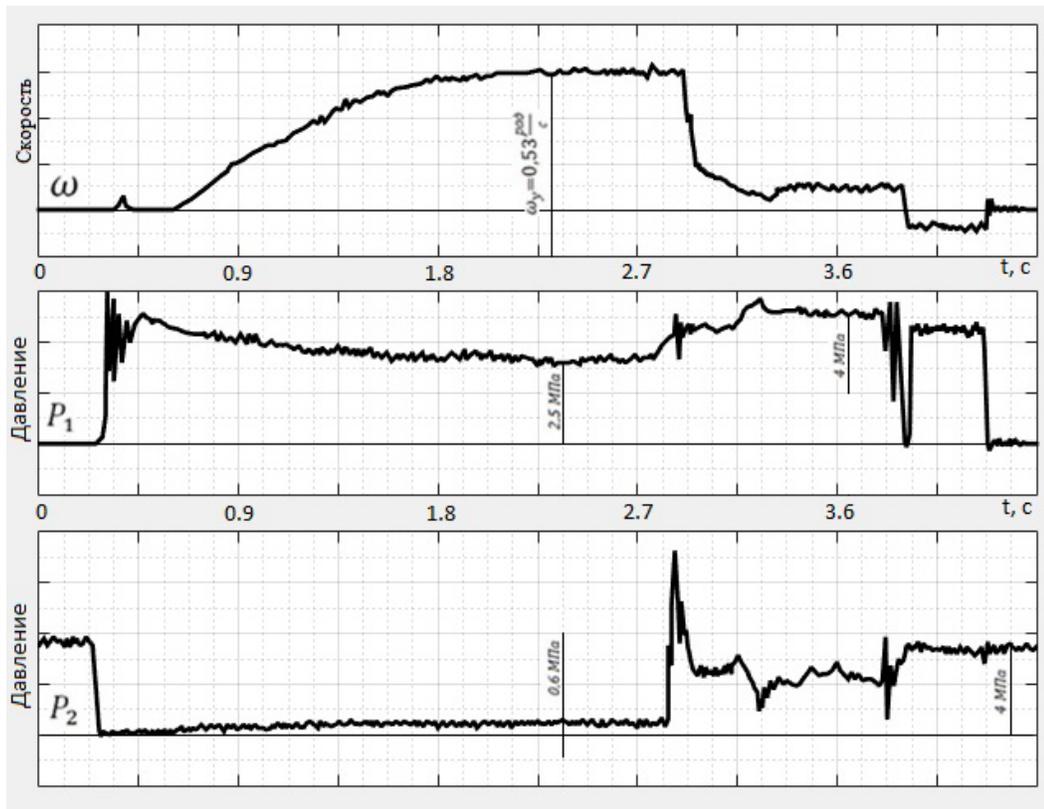


Рис. 3.3 Осциллограммы давлений в полостях гидромотора и скорости планшайбы при увеличенных силах трения в редукторе

Из осциллограммы скорости видно, что время поворота t_n на одну позицию составляет 4.23 с, а установившаяся скорость вращения планшайбы $\omega_y = 0,53$ рад/с. При этом, нормативное значение времени t_n должно быть 2,6 с.

Перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ на гидромоторе при установившемся движении планшайбы составляет: $\Delta p = 2,5$ МПа – 0,6 Мпа = 1,9 Мпа, при допустимой, требуемой величине $\Delta p = 1,6$ Мпа.

После устранения дефекта в червячном редукторе время поворота t_n сократилось до 3,5с, а установившаяся скорость возросла до 0,58 рад/с (Рис. 3.4).

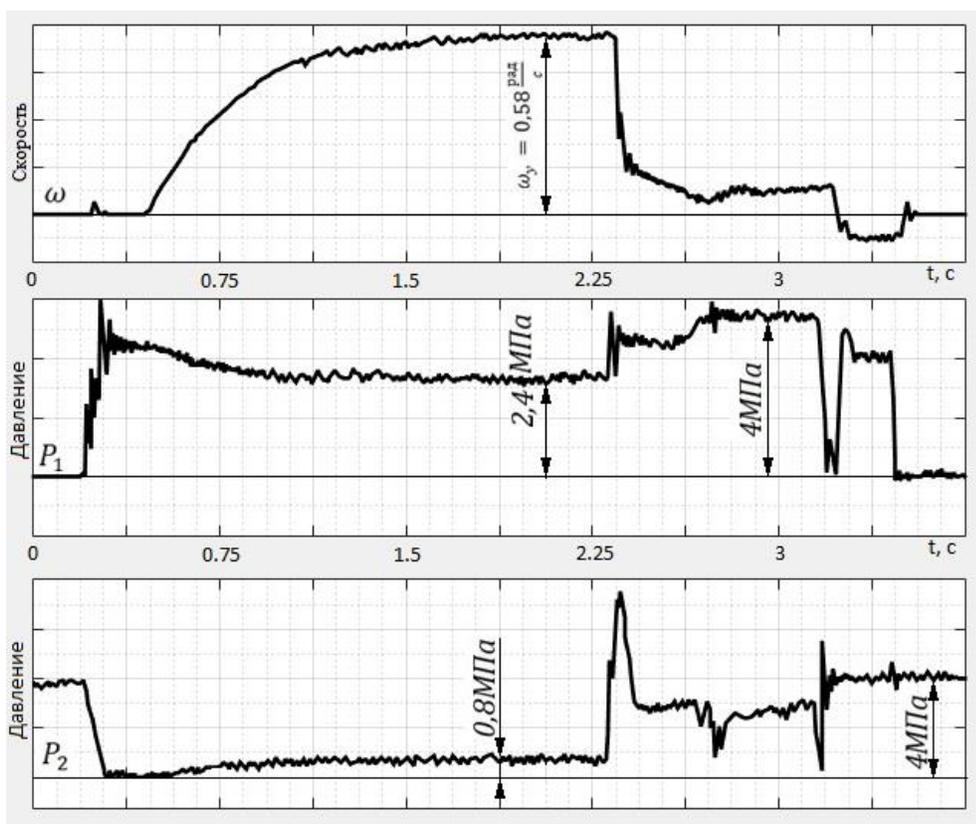


Рис. 3.4 Осциллограммы скорости и давлений после устранения дефекта

Величина перепада давлений Δp линейно связана с крутящим моментом M_z , развиваемым гидромотором: $M_z = K_M \Delta p$, где K_M – коэффициент момента гидромотора $\cong 2,57 \cdot 10^{-6}$ м³.

В первом случае величина момента сопротивления M_c в механизме привода вращения планшайбы, приведенная к валу гидромотора, составляла: $M_c' = 2,57 \cdot 1,9 = 4,96$ н.м, а после устранения дефекта: $M_c'' = 2,57 \cdot 1,6 = 4,11$ н.м.

В результате момент сопротивления уменьшился в 1,2 раза и время поворота t_n в 1,2 раза. Результат свидетельствует о существенном влиянии на быстродействие поворотного стола сил трения в червячном редукторе. Давление гидростатической разгрузки $p_{раз}$ направляющих планшайбы было постоянным (не менялось) и составляло 0.8 МПа.

Однако регулируемая величина давления разгрузки $p_{раз}$ направляющих планшайбы также оказывает заметное влияние на быстроходность. От величины давления зависит момент трения в направляющих планшайбы. Так, на рисунках 3.5, 3.6, 3.7 приведены осциллограммы параметров $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ при различных величинах давления $p_{раз}$. Из осциллограмм следует, что при $p_{раз} = 0,22$ Мпа время $t_n = 4,75$ с, $\Delta p = 2,36$ Мпа, а величина момента сопротивления $M_c = 6.07$ н.м.

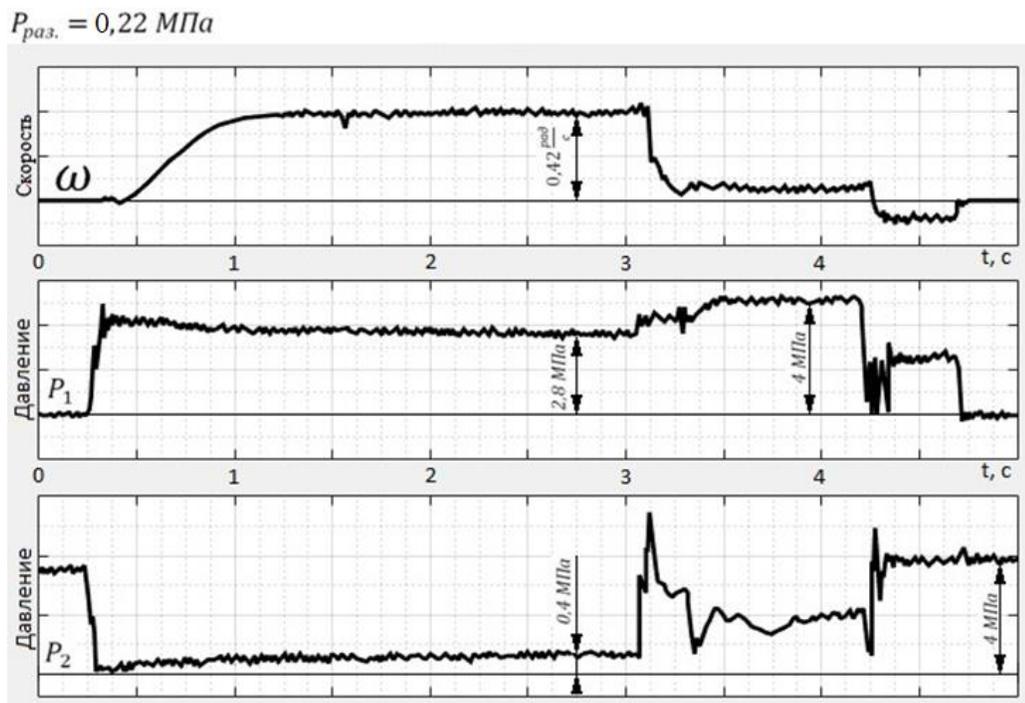


Рис. 3.5 Осциллограммы параметров $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ при давления $p_{раз} = 0,22$

При увеличении $p_{раз}$ до 0,4 МПа (Рис. 3.6) время t_n сократилось до 3,75 с.

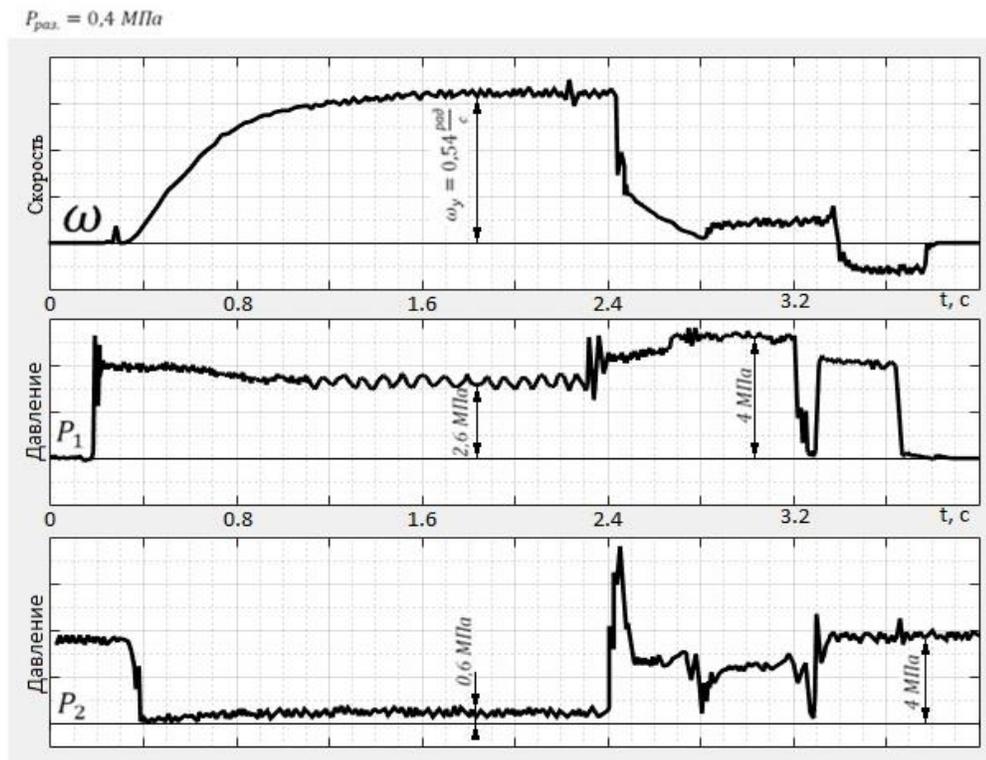


Рис. 3.6 Осциллограммы параметров $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ при давления $p_{раз} = 0,4$

Дальнейшее увеличение $p_{раз}$ до 0,7 МПа привело сокращению времени t_n до величины 3,8 с. (Рис. 3.7).

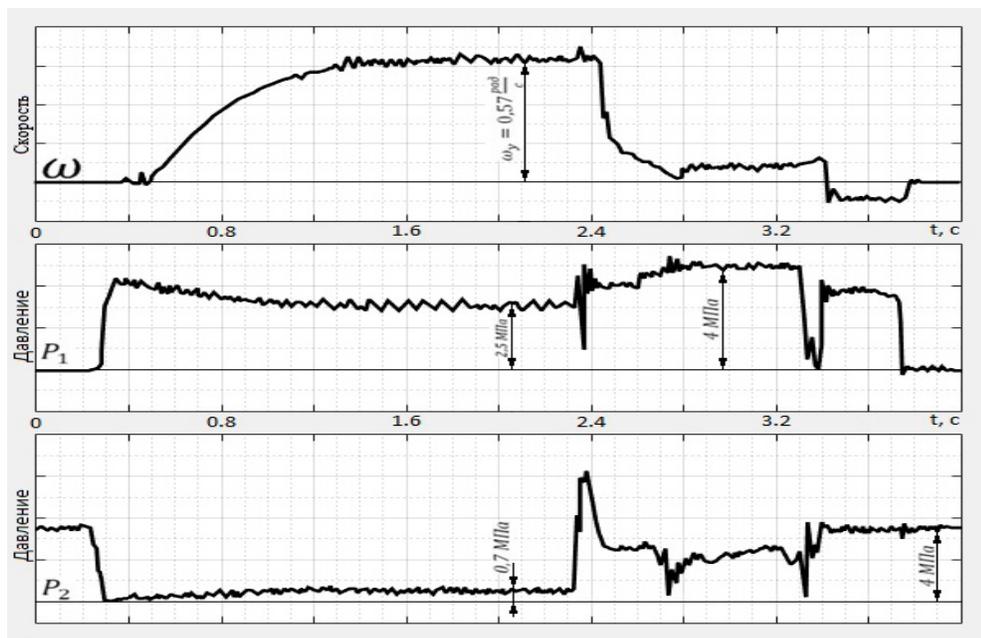


Рис. 3.7 Осциллограммы параметров $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ при давления $p_{раз} = 0,7$

Приведённый к валу гидромотора момент сопротивления M_c равен:

$$M_c = 2,57 \cdot (2,5 - 0,7) = 4,63 \text{ н.м.}$$

Таким образом, время поворота сократилось с 4,73 с до 3,8 с (в 1,2 раза), а момент сопротивления с 6,07 н.м до 4,63 н.м (в 1,3 раза). Полученные результаты свидетельствуют о значительном влиянии момента сопротивления в направляющих на быстроходность поворотного стола. Дефект вызван неправильной регулировкой давления $p_{раз}$ в системе разгрузки направляющих. Трудоемкость устранения его незначительна, а устранение другого дефекта, связанного с повышенными силами трения в червячном редукторе, требует значительных трудозатрат и длительных простоев оборудования. Если дефект не устранен на этапах изготовления стола или его ремонта, то при эксплуатации, для обеспечения требуемой быстроходности, как правило, повышают давление p_n в гидросистеме. Однако это приводит к непроизводительным потерям энергии, увеличению «пиковых» давлений в гидросистеме, и как следствие, ведёт к утечкам и разгерметизации гидросистемы. Кроме того, увеличение давления может вызвать заклинивание червячного зацепления, что наблюдалось в процессе эксплуатации и является аварийным отказом с длительными простоями оборудования.

3.1.3. Некачественно изготовлен и собран механизм путевого дросселя. Неправильно отрегулирован дроссель на панели гидростанции.

Оба дефекта приводят к одному и тому же последствию: повышенному гидравлическому сопротивлению в сливной магистрали гидромотора и снижению быстроходности поворотного стола.

Влияние качества сборки путевого дросселя состоит в том, что проходное сечение для рабочей жидкости между корпусом дросселя и золотником может

быть недостаточным. На рисунке 3.8 показана конструкция путевого дросселя и взаимное расположение золотника и корпуса. Путь дроссель 9 (Рис. 3.9) расположен в сливной магистрали гидромотора. В крайнем верхнем положении золотник находится при повороте планшайбы и не должен создавать гидравлическое сопротивление. Из-за дефектов изготовления корпуса и крышки золотник в корпусе может располагаться ниже обычного положения. В результате проходное сечение для потока рабочей жидкости оказывается меньше допустимого. Это приводит к увеличению сопротивления в сливной магистрали гидромотора, увеличению подпора давления и снижению скорости вращения ω планшайбы. К аналогичным последствиям приводит чрезмерное закрытие дросселя 6 (Рис. 3.9) на панели гидростанции.

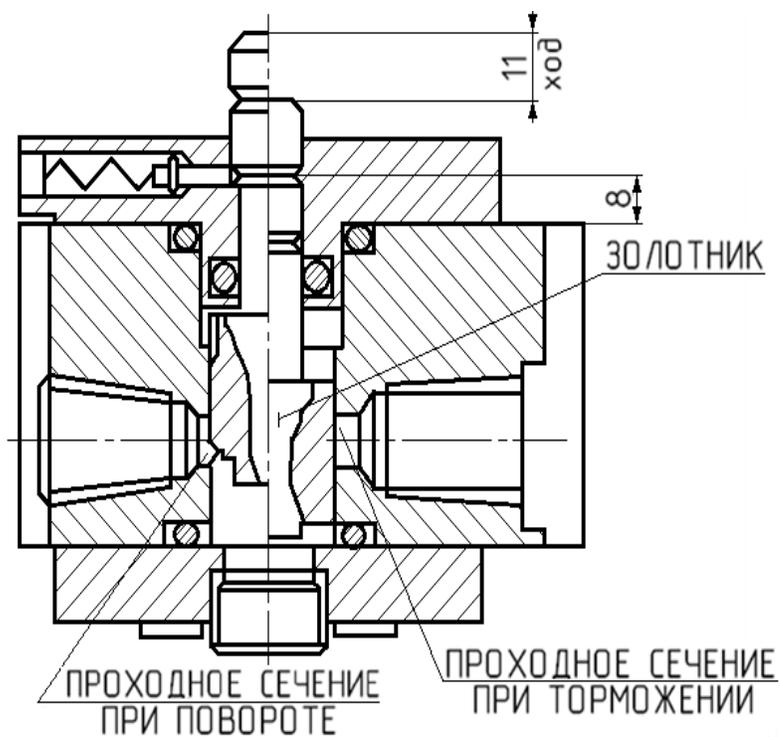


Рис. 3.8 Механизм путевого дросселя

В процессе движения планшайба перемещает золотник путевого дросселя вниз, происходит постепенное перекрытие проходного сечения, и

увеличивается давление в сливной магистрали гидромотора. Так происходит торможение планшайбы.

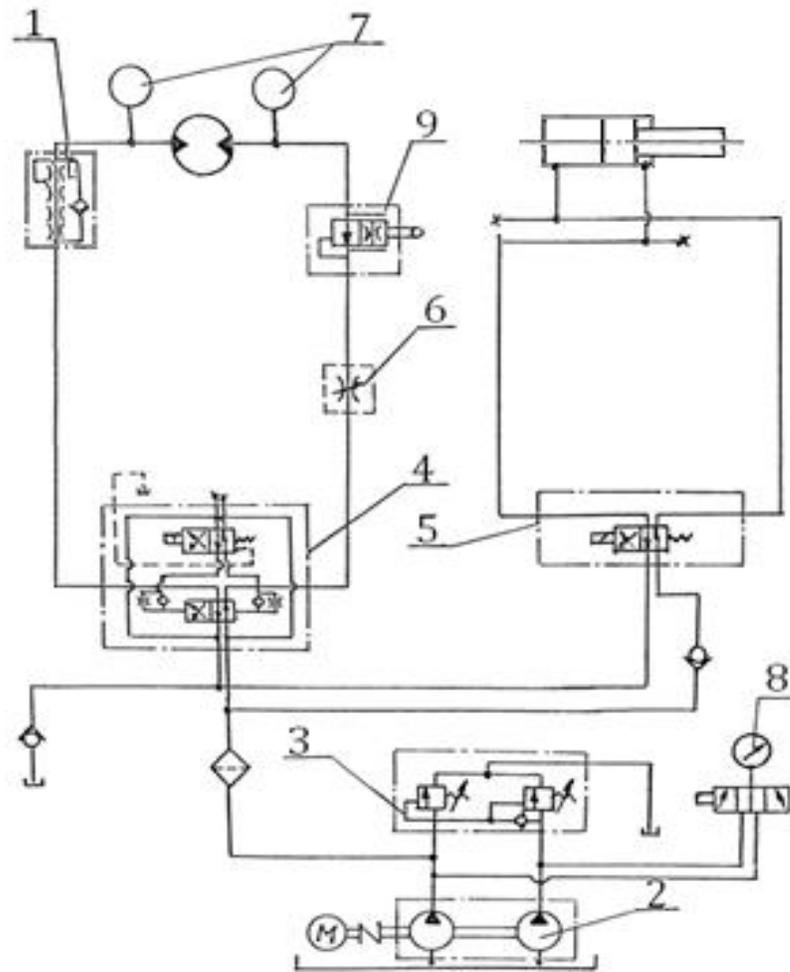


Рис. 3.9 Гидравлическая схема поворотного стола

На рисунке 3.10 показаны осциллограммы $\omega(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$ для поворотного стола с числом позиций деления $z=4$ и дефектом изготовления путевого дросселя.

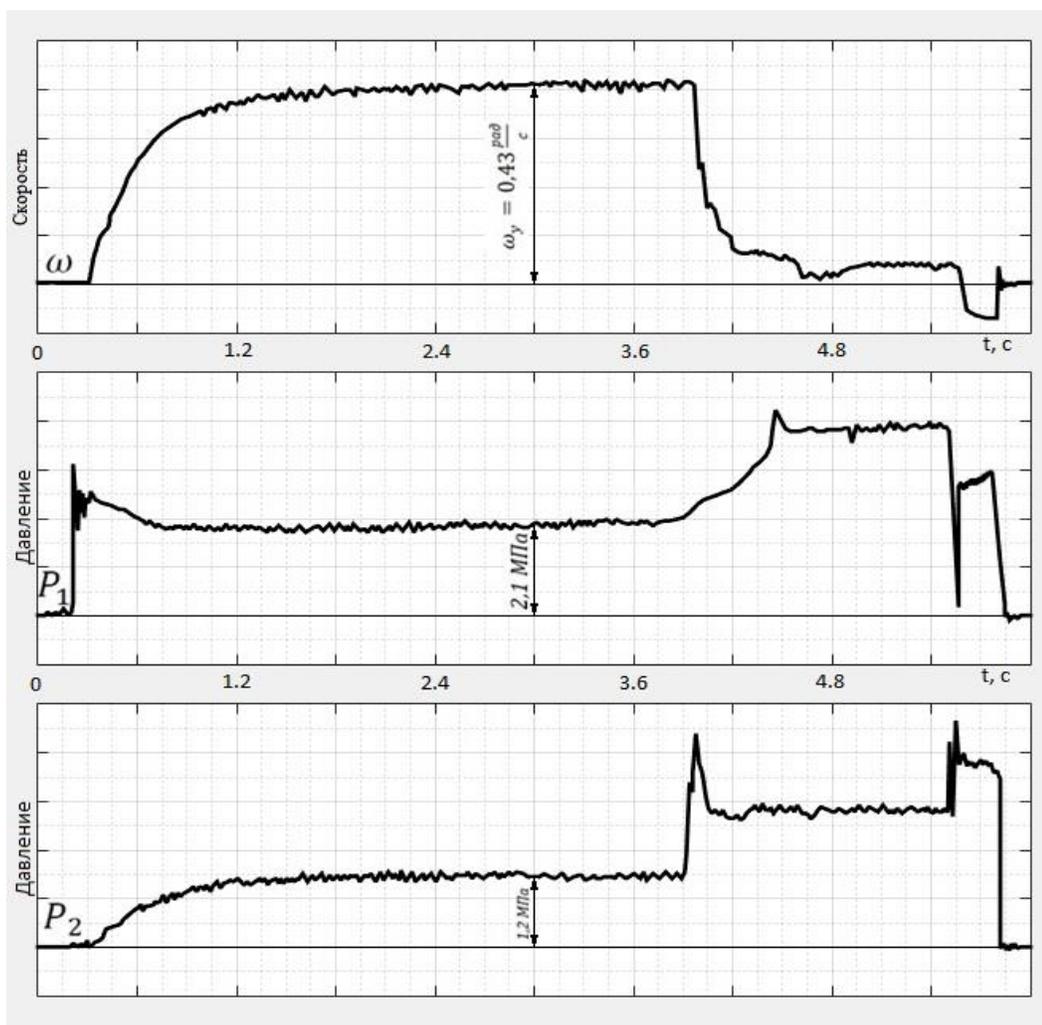


Рис. 3.10 Осциллограммы скорости и давлений

Время поворота t_n составляет 5,75 с., и превышает допустимое в 1,6 раза. При этом давление p_2 при установившемся вращении планшайбы составляет 1,2 МПа. Однако, давление p_2 не должно превышать 0,8 МПа. В этом случае обеспечивается допустимое быстродействие. Контрольная разборка путевого дросселя показала, что неправильно изготовлена крышка путевого дросселя. Должен быть размер 8 мм (Рис. 3.8), а фактический размер составлял 7 мм. В результате золотник занимал положение ниже обычного, перекрывал проходное сечение и создавал повышенный подпор давления. Если дефект не выявлен и не удалён на заводе изготовителе или в процессе ремонта, его устранение на этапе эксплуатации поворотного стола сопряжено с большими трудозатратами.

Необходимо отметить, что перепад давления $\Delta p = p_1 - p_2$ при установившейся скорости планшайбы равен: $\Delta p = 2,1 \text{ МПа} - 1,2 \text{ МПа} = 0,9 \text{ МПа}$. И находится в допустимых пределах. Это свидетельствует о том, что момент трения в механической системе находится в пределах нормы.

3.1.4. Некачественно изготовлены канавки на золотнике механизма путевого дросселя.

На рисунке 3.11 показан золотник путевого дросселя и сечения канавок, от геометрической точности которых зависит качество процесса торможения планшайбы.

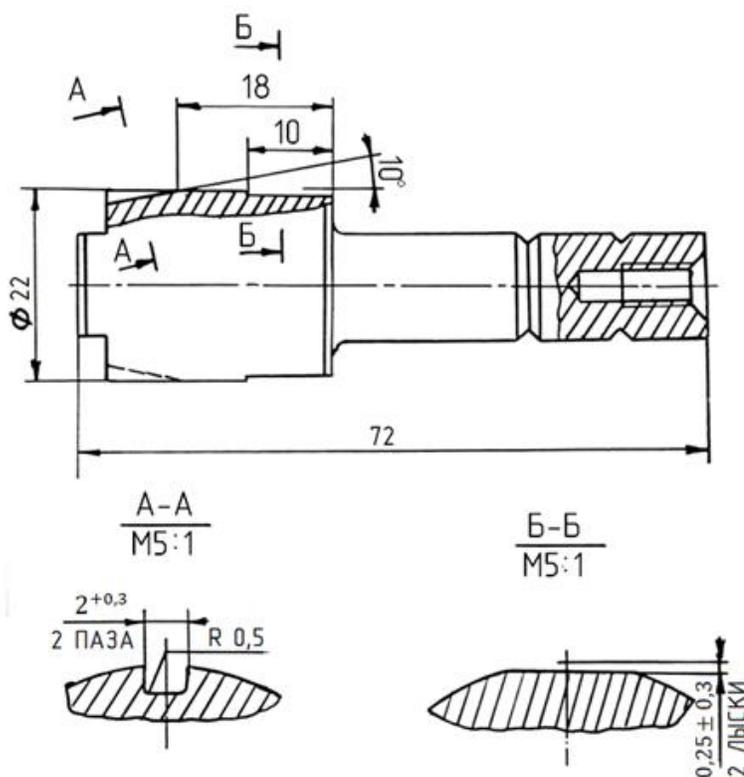


Рис. 3.11 Золотник путевого дросселя

Геометрическая точность передних канавок золотника (сечение А-А) определяет процесс перекрытия проходного сечения (Рис. 3.8) при перемещении золотника вниз. При таком движении происходит постепенное

перекрытие проходного сечения и повышение гидравлического сопротивления, что приводит к торможению планшайбы. Однако из-за некачественного изготовления канавок происходит резкое перекрытие проходного сечения, и возникают повышенные ускорения ε_T планшайбы при торможении. На рисунке 3.12 приведены осциллограммы скорости и ускорения планшайбы для поворотного стола с числом позиций деления $z=8$, у которого имеется указанный дефект.

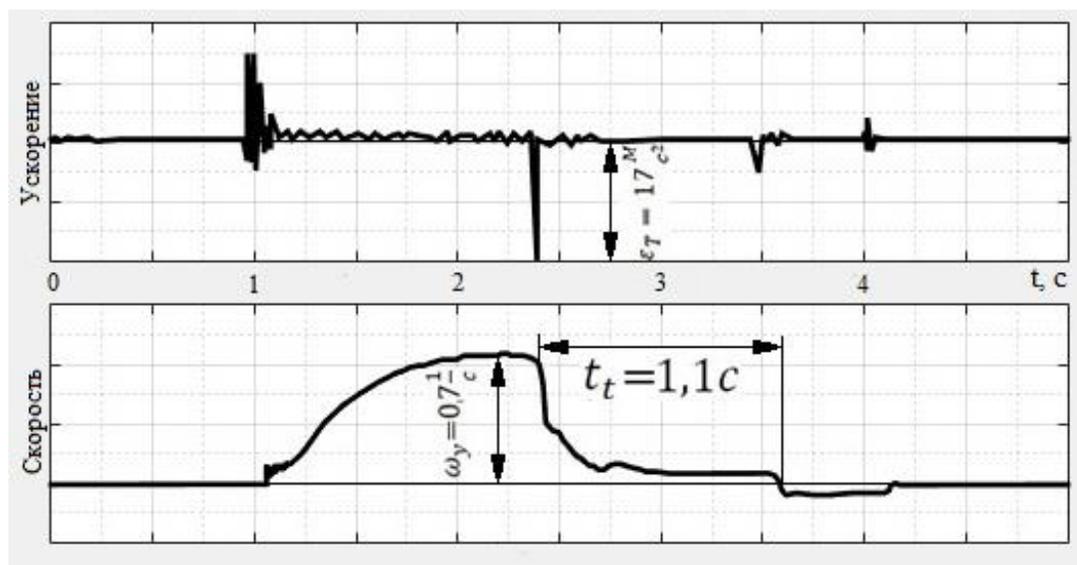


Рис. 3.12 Влияние качества изготовления золотника на динамику процесса торможения планшайбы

Ускорения планшайбы ε_T при торможении составляют 17 м/с^2 на радиусе 0.4 м , тогда как по норме оно должно быть не больше 5 м/с^2 . Датчик ускорения установлен на планшайбе на расстоянии 0.4 м от оси её вращения.

Геометрическая точность задних канавок на золотнике (сечение Б-Б) определяет величину проходного сечения для рабочей жидкости после этапа активного торможения, когда золотник находится в крайнем нижнем положении (Рис. 3.8). Если сечение мало, это приводит к повышенному гидравлическому сопротивлению и, следовательно, уменьшению скорости планшайбы. При этом увеличивается длительность процесса торможения.

Расчетами и экспериментальной проверкой установлено, что допустимая величина времени торможения для работоспособных поворотных столов составляет не более 0,9с. В качестве примера, на рисунке 3.13 приведена осциллограмма скорости планшайбы для поворотного стола, имеющего дефект изготовления передних и задних канавок на золотнике.

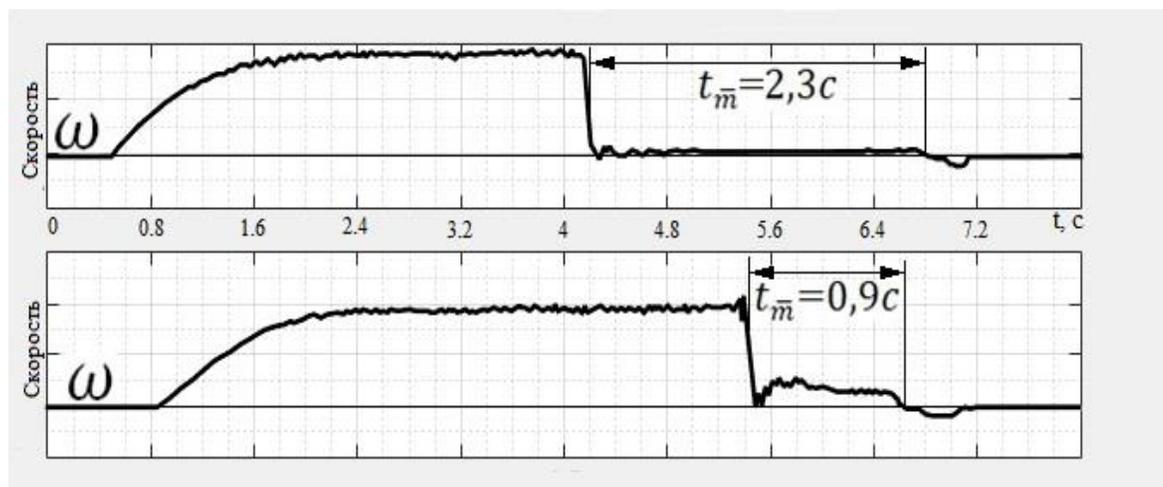


Рис. 3.13 Влияние качества изготовления золотника на длительность процесса торможения

Время торможения составляет 2,3 с. После доработки задних канавок на золотнике время торможения сократилось до 0,82 с. Пример процесса торможения, соответствующего правильно изготовленному золотнику, показан на рисунке 3.14.

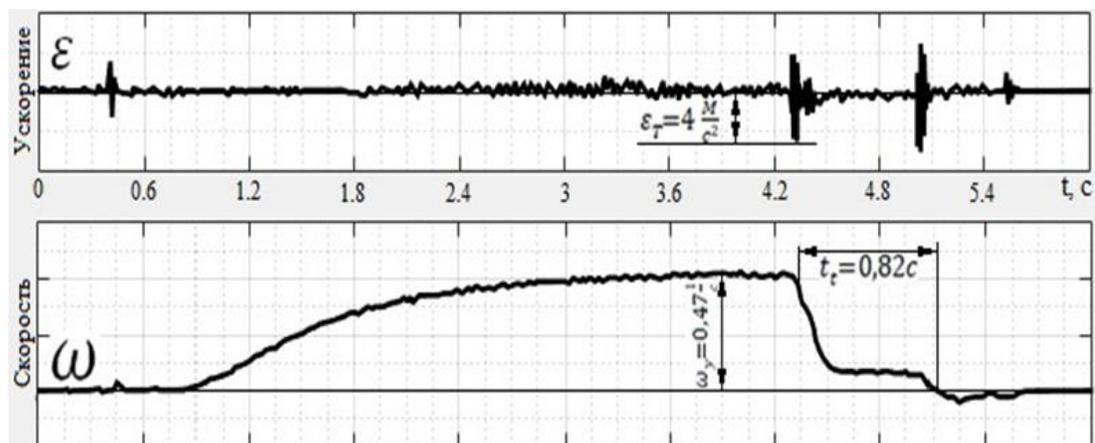


Рис. 3.14 Скорость и ускорения планшайбы после устранения дефекта

Время торможения 0,82 с, а ускорение при торможении составляет 4 м/с^2 на радиусе 0.4 м., что в пределах допустимой величины.

Рассмотренный дефект возникает на этапе изготовления и сборки поворотных столов, и в процессе эксплуатации его устранение сопряжено с проведением трудоемких работ.

3.1.5. Отсутствует компенсатор в механизме управления флажками конечных выключателей.

Наличие компенсатора 7 (Рис. 3.15) необходимо для согласования процессов торможения и реверсирования планшайбы. При эксплуатации поворотных столов происходит разбалтывание винтов 1 крепления компенсатора 2 (Рис. 3.15 б). В результате он смещается или выпадает, что наблюдалось в процессе эксплуатации. Это приводит к тому, что уменьшается ход тормозного золотника при его движении в низ (Рис. 3.8) и происходит неполное торможение планшайбы или оно вообще не происходит, поскольку компенсатор 7 толщиной К (Рис. 3.15 а) не участвует в определении величины хода золотника путевого дросселя 5. Однако, электрическая команда на реверсирование планшайбы от бесконтактного датчика БВК 1 (Рис. 3.15 а) поступает независимо от того, было торможение или нет. 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.

Так, на рисунке 3.16 приведены осциллограммы скорости $\omega(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ планшайбы поворотного стола, у которого имеется указанный дефект.

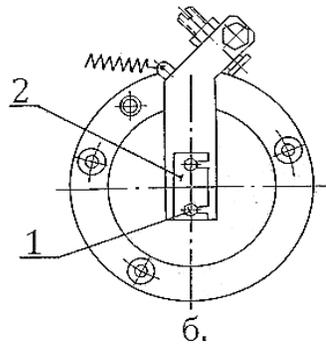
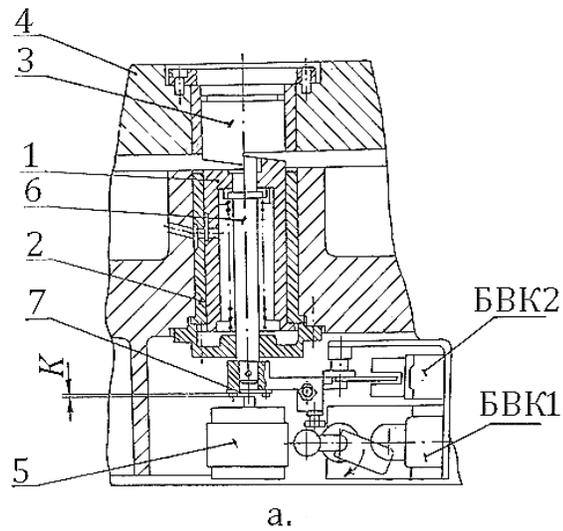


Рис. 3.15 Конструкция механизма фиксатора планшайбы

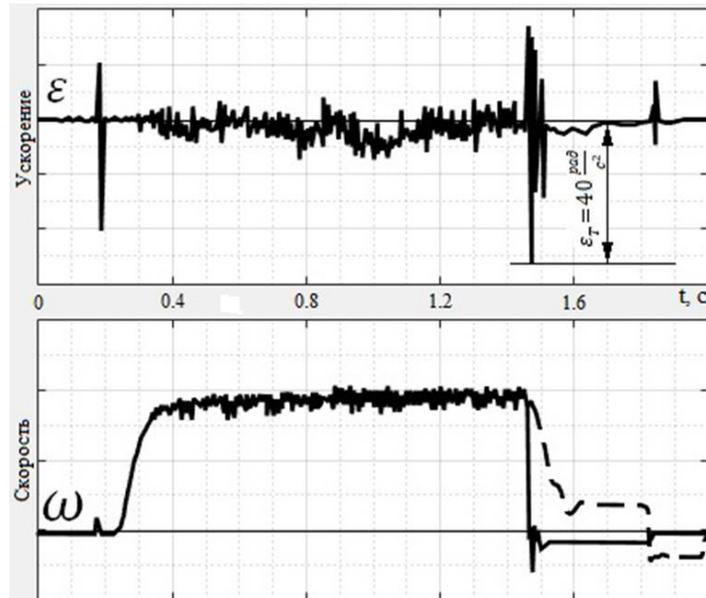


Рис. 3.16 Дефект механизма торможения и его влияние на динамику процесса торможения

Изменение направления вращения массивной планшайбы без предварительного её торможения, вызывает недопустимо большие ускорения ε_T и динамические нагрузки M_δ . В данном случае момент инерции планшайбы равнялся $60 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, и величина динамического момента M_δ составляет:

$$M_\delta = 40 \text{ рад/с}^2 \cdot 60 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 = 2400 \text{ н}\cdot\text{м}.$$

Максимально допустимая величина M_δ не более $300 \text{ н}\cdot\text{м}$.

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, например, на перенастраиваемом агрегатном станке, связана с проведением трудоемких демонтажных и монтажных работ другого (исправного) оборудования, которое закрывает доступ к поворотному столу.

3.1.6. Дефект обратного клапана дросселя скорости реверса планшайбы.

Основными элементами дросселя скорости реверса являются обратный клапан ПГ-51-22 и диафрагма с калиброванными отверстиями (Рис. 3.17).

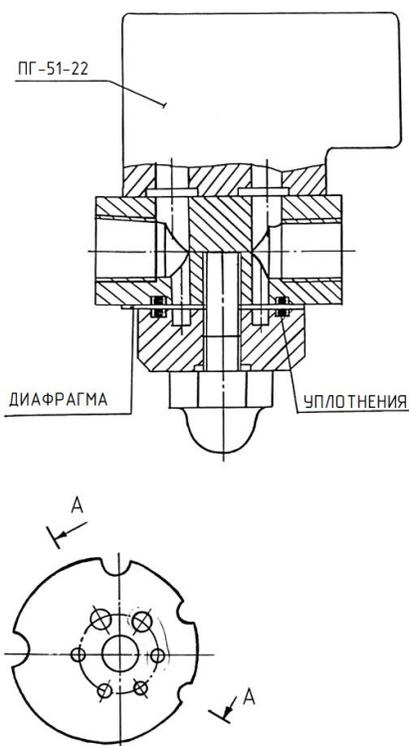


Рис. 3.17 Конструкция дросселя скорости

Обратный клапан – комплектующий элемент, который поступает на завод изготовитель поворотных столов с другого предприятия. От качества его работы зависит точность фиксации планшайбы. В процессе поворота планшайбы дроссель не оказывает сопротивления потоку рабочей жидкости, т.к. он, практически весь, проходит через обратный клапан ПГ-51-22. При реверсе планшайбы, т.е. вращении в обратную сторону, направление потока меняется на противоположное. Обратный клапан закрывается и весь поток рабочей жидкости проходит через калиброванные отверстия в диафрагме. Создаваемое таким образом гидравлическое сопротивление и подпор давления в сливной магистрали гидромотора, устанавливают необходимую величину скорости реверса ω_p планшайбы и допустимый уровень ускорения ε_{ϕ} остановки и фиксации планшайбы на жесткий упор. Максимальная величина ε_{ϕ} ограничена требованиями технических условий на разные типоразмеры столов.

Превышение ε_{ϕ} допустимой величины приводит к повышенным погрешностям δ_{ψ} углового деления, и в ряде случаев, к заклиниванию червячного зацепления.

Зависимость величины разброса координаты конечного углового положения планшайбы от нестабильности величины ускорения ε_{ϕ} планшайбы при фиксации установлена на основе корреляционного анализа экспериментальных статистических данных. Для этого одновременно регистрировались следующие параметры:

- координаты ψ конечного углового положения планшайбы;
- ускорение ε_{ϕ} планшайбы при фиксации.

Конечное угловое положение планшайбы определялось оптическим автоколлиматором с абсолютной погрешностью измерения углового деления 0.2 угловых секунды. Ускорение определялось датчиком ускорений с погрешностью измерения 8 %.

В таблицах 3.1 и 3.2 приведены данные экспериментов для четырех позиционного поворотного стола.

Таблица 3.1

Таблица значений ускорения фиксации ε_{ϕ} .

№ поз.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	9,4	11,7	12,0	9,2	11,8	8,0	11,2	10,5	11,0	9,2	9,5	10,0	12,3	9,3	10,8	10,8	11,2
2	13,1	11,5	13,0	10,1	13,0	12,8	11,6	12,8	14,4	12,1	12,5	10,3	10,7	9,6	10,7	12,1	-
3	14,7	14,2	16,5	18,5	13,8	14,8	12,2	8,5	15,4	13,9	13,5	18,0	14,8	14,8	16,4	14,5	14,5
4	2,2	10,9	10,2	9,5	9,7	11,2	9,9	11,4	10,4	11,3	11,6	11,8	7,5	13,4	8,1	10,1	11,6

Таблица 3.2

Таблица показаний автоколлиматора.

№ Поз	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
I	14,6	14,6	14,0	14,0	14,7	13,2	14,2	14,4	13,8	13,8	13,0	13,4	14,4	13,0	13,4	13,5	13,4
2	14,9	16,0	15,2	15,6	15,6	14,8	16,1	15,8	14,2	15,4	15,0	15,0	15,0	14,4	14,5	14,0	14,0
3	12,5	12,3	13,0	11,9	13,6	14,8	13,8	13,0	12,8	13,0	13,2	12,0	12,8	12,4	11,4	11,5	12,8
4	11,9	12,7	12,1	12,1	12,1	13,0	13,0	13,0	13,2	12,1	13,4	12,4	11,2	12,2	11,4	12,0	12,9

Полагая зависимость между ψ и ε_{ϕ} линейной, можно определить величину выборочного коэффициента корреляции, $r_{\psi, \varepsilon}$ который отражает тесноту связи между указанными параметрами:

$$r_{\psi, \varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^{i=17} n_i \psi_i \varepsilon_i - n \bar{\psi} \cdot \bar{\varepsilon}_{\phi}}{n \sigma_{\psi} \sigma_{\varepsilon}},$$

где n – объём выборки = 17;

n_i – частота наблюдавшейся пары значений;

$\bar{\psi}, \bar{\varepsilon}$ – выборочные средние;

$\sigma_{\psi}, \sigma_{\varepsilon}$ – выборочные среднеквадратичные отклонения.

Для четырех позиций деления величины $r_{\psi, \varepsilon}$ составляют:

0,6; 0,5; 0,48; 0,62 соответственно. Данные значения свидетельствуют о значительном влиянии на погрешность δ_{ψ} нестабильности величины ускорения ε_{ϕ} . при остановке и фиксации планшайбы на жесткий упор. Этот результат подтверждает установленную ранее известную зависимость погрешности δ_{ψ} от

динамической нагрузки на механизм фиксации, которая напрямую зависит от качества работы дросселя (Рис. 3.17). Качество работы дросселя характеризуется гидравлическим сопротивлением потоку рабочей жидкости. Величина гидравлического сопротивления определяется диаметром калиброванных отверстий диафрагмы (Рис. 3.17).

Однако, из-за недостаточной герметичности обратного клапана ПГ-51-22 или дефектов резиновых уплотнений (порывы, надрезы и пр.) происходят дополнительные перетечки рабочей жидкости и в результате, гидравлическое сопротивление уменьшается или случайным образом меняется. Это приводит к увеличению скорости ω_p реверса, колебаниям этой скорости и увеличению ускорений планшайбы при фиксации. Коэффициент корреляции между ω_p и ε_f составляет $0,71 \div 0,88$.

Практика ремонтных работ показала, что наиболее частой причиной недостаточного гидравлического сопротивления являются негерметичность обратного клапана ПГ-51-22 и дефекты резиновых уплотнений, которые являются комплектующими изделиями, поступающими на завод-изготовитель поворотных столов с другого предприятия. 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 (Рис. 3.17). На рисунке 3.18 показаны осциллограммы скорости ω и ускорения ε планшайбы поворотного стола, имеющего дефект обратного клапана дросселя скорости.

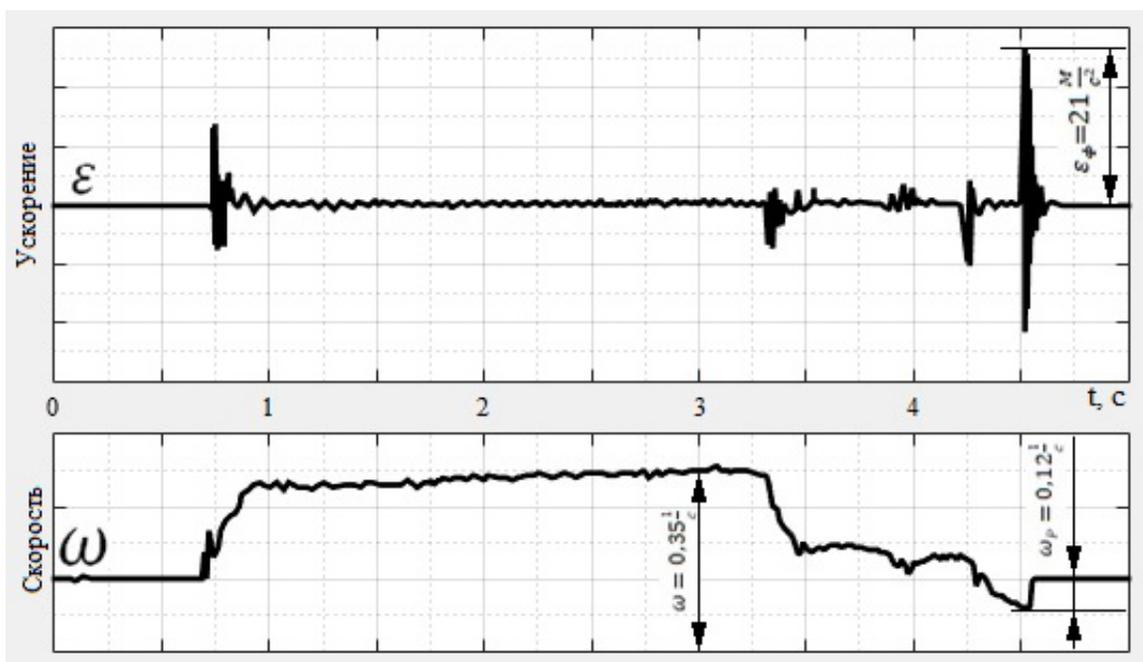


Рис. 3.18 Дефект дросселя скорости и его влияние на фиксацию планшайбы

Из осциллограммы видно, что скорость реверса ω_p нарастает по мере приближения планшайбы к жесткому фиксатору и её остановке. Поскольку скорость ω_p имеет случайный характер изменения, то ускорения при остановке и фиксации ε_{ϕ} – также величины случайные. Случайной будет и координата углового положения планшайбы ψ . Увеличение поля рассеивания ε_{ϕ} ведёт к увеличению погрешности позиционирования планшайбы.

Наблюдалось так же заклинивание редуктора привода вращения планшайбы. Ускорения ε_{ϕ} при фиксации составляют $21 \frac{м}{с^2}$, а скорость ω_p реверса $0,12 \frac{рад}{с}$. Заклинивание червячного зацепления проявлялось в том, что при подаче команды на поворот планшайбы, ее вращения не происходит. После замены обратного клапана на другой, ускорения ε_{ϕ} уменьшились до $7 \frac{м}{с^2}$, а скорость реверса сократилась до $0,05 \frac{рад}{с}$ (Рис. 3.19). Прекратилось так же заклинивание редуктора.

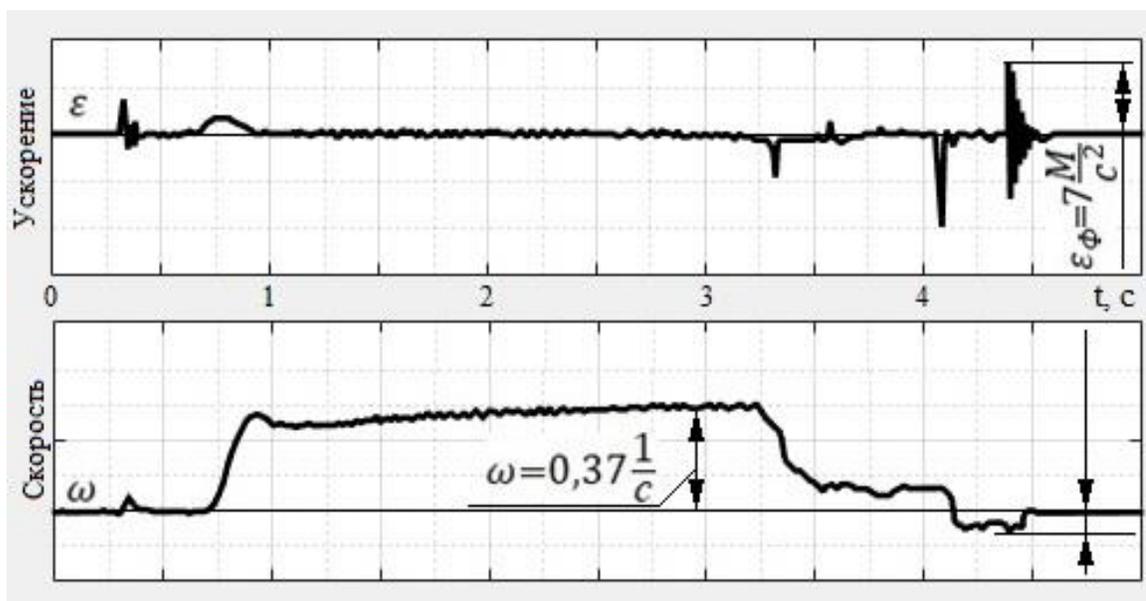


Рис. 3.19 Реверсивное движение планшайбы после устранения дефекта

3.1.7. Анализ причин заклинивания самотормозящегося червячного редуктора.

Однако у других механизмов после устранения этого дефекта, через некоторое время работы, он опять повторяется.

Экспериментами было установлено, что заклиниванию предшествуют значительные ускорения ε_{ϕ} планшайбы при фиксации. Это свидетельствует о влиянии динамических явлений на заклинивание червячного зацепления. При резкой остановке планшайбы и червячного колеса возникает момент трения между червяком и червячным колесом, величина которого больше момента, развиваемого гидромотором. При подаче команды на поворот планшайбы, ее вращения не происходит. С помощью дополнительного воздействия на червяк специальным ключом, он страгивается, и после этого начиналось движение планшайбы. Через некоторое число циклов явление заклинивания может опять повториться. У ряда поворотных столов оно возникало при каждой цикле.

Однако, зависимость этого явления от многих факторов затрудняют изучение явления заклинивания экспериментальными методами на натуральных объектах.

Для исследования данного дефекта была разработана и исследована математическая модель работы механизма самотормозящейся червячной передачи на этапе его реверса и фиксации. Особенность исследования на математической модели состояла в том, что изучалось влияние на заклинивание только тех параметров, которые претерпевают изменения из-за нестабильности качества изготовления, сборки, регулировки механизмов, разгерметизации гидросистемы, изменения величины подвижных масс, изменения физико-механических свойств материалов.

Определение комплекса параметров гидромеханической системы, вызывающих изменения условий поворота планшайбы из-за воздействия указанных процессов, проводилось экспериментальными методами на серийно выпускаемых поворотных столах.

Можно заранее указать параметры, явно влияющие на заклинивание. Это коэффициент трения f в червячном зацеплении, угол наклона λ витков червяка. Однако последний не изменяется в процессе работы стола. Задача состояла в определении ряда дополнительных параметров, подверженных изменению, влияние на заклинивание которых неочевидно.

Для этого экспериментально измерялась жесткость элементов кинематической цепи и механизма фиксации. На рисунке 3.20 приведены зависимости угловой деформации червячного редуктора привода вращения планшайбы для двух одинаковых поворотных столов.

Результаты свидетельствуют о том, что угловая (крутильная) жесткость червячного редуктора может значительно различаться у одинаковых по конструкции механизмов из-за вариаций качества изготовления и сборки деталей, а также изменений механических свойств материалов деталей в

процессе эксплуатации. Наиболее податливыми, деформируемыми элементами конструкции являются радиальные подшипники 9,10,11 (Рис. 3.1) в опорах червяка и червячного колеса.

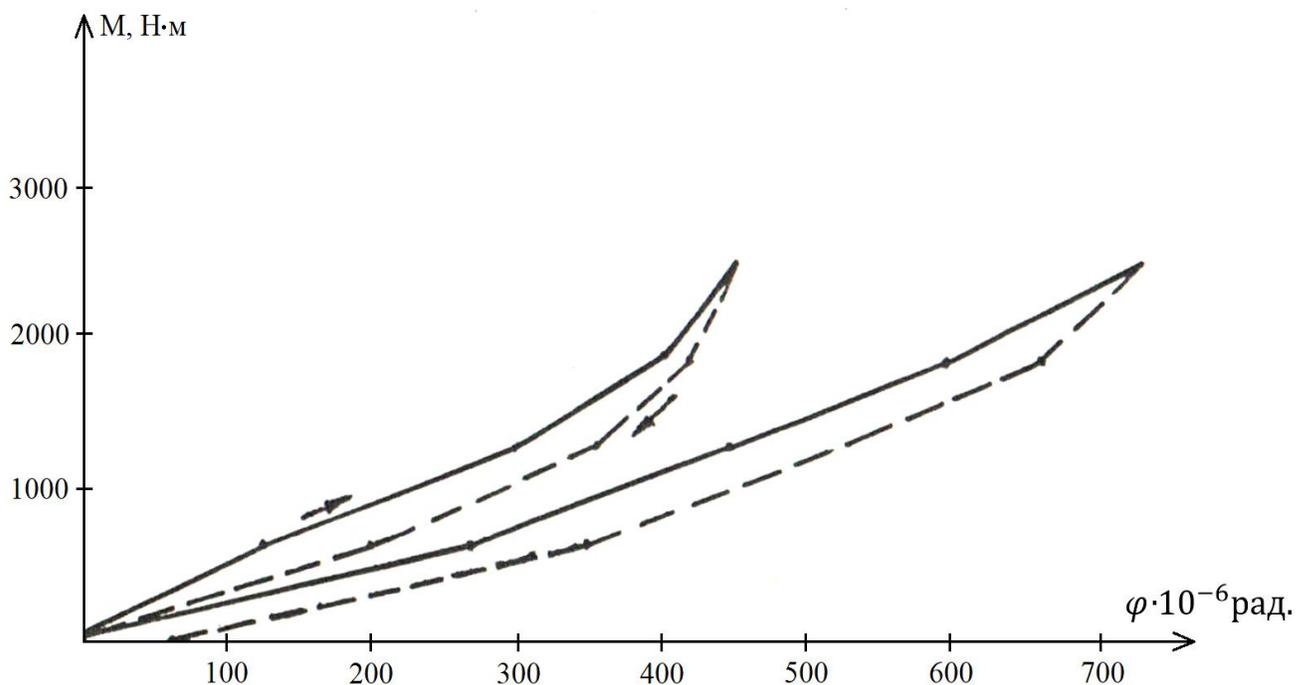


Рис. 3.20 Приведённая угловая жесткость опор червяка и червячного колеса

Таким образом, этот параметр претерпевает изменения и входит в состав «подозреваемых» параметров, влияющих на заклинивание. Необходимо исследовать степень его влияния на заклинивание.

Экспериментами было так же установлено, что жесткость C_3 узла фиксации (Рис. 3.15) может меняться в широких пределах. На рисунках (рис. 3.21) показаны экспериментально полученные зависимости угловых смещений планшайбы для трёх одинаковых узлов фиксации. Смещения связаны с упругими и контактными деформациями деталей узла фиксатора.

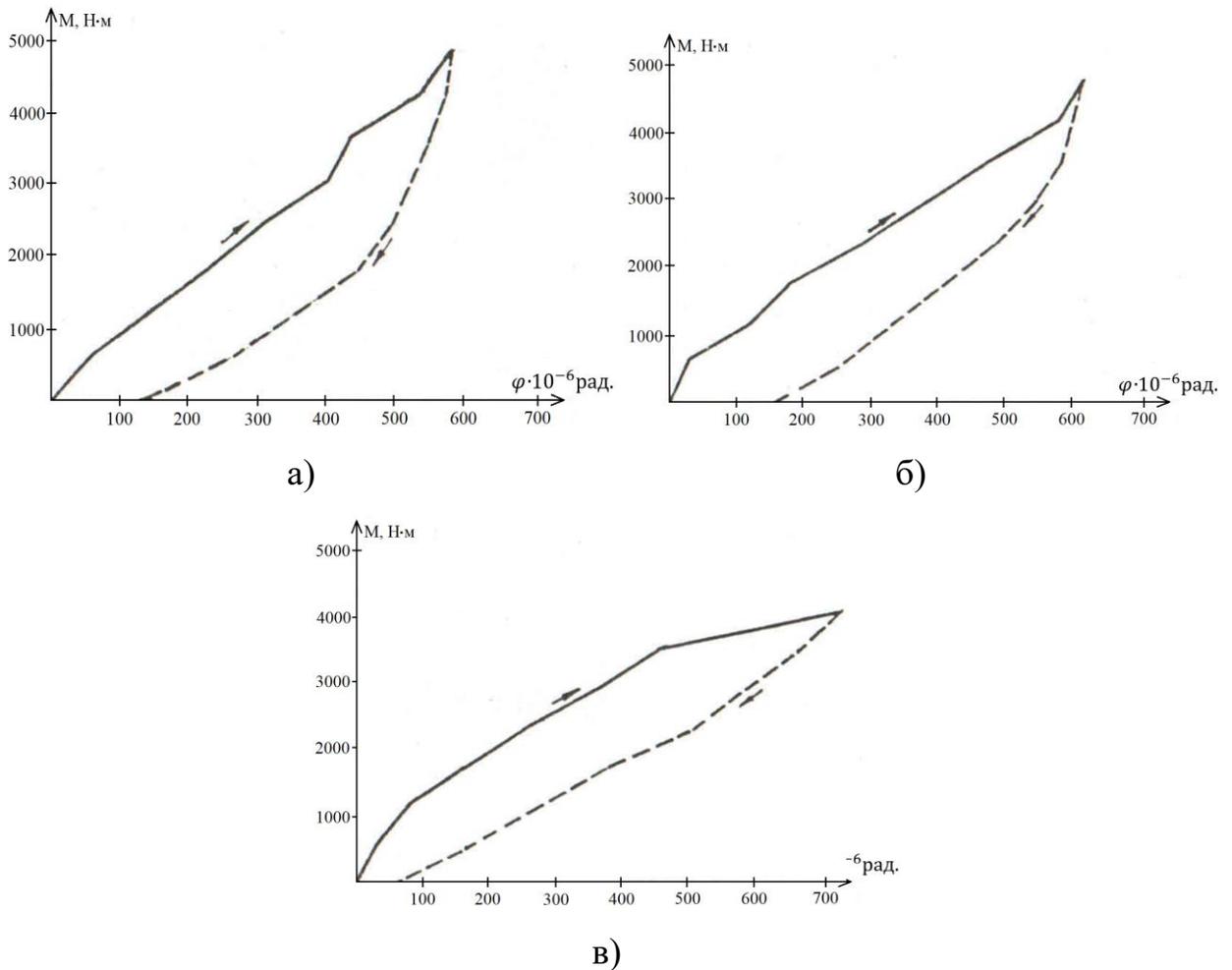


Рис. 3.21 Угловые смещения планшайбы при нагрузке крутящим моментом

Различия в указанных нагрузочно – разгрузочных кривых связаны с неодинаковым качеством изготовления, сборки и термообработки деталей узла фиксатора. Особенно влияют финишные операции шлифовки сопрягаемых поверхностей. Следовательно, влияние узла фиксатора на заклинивание так же должно быть исследовано.

При многократных воздействиях указанные характеристики будут меняться. Это общее свойство сложных упругодеформируемых конструкций, которое предлагается использовать для диагностики и мониторинга нагруженных деформируемых конструкций [2, 3].

Податливыми элементами кинематической цепи механизма привода вращения планшайбы являются упорные подшипники в опорах червяка 2 (Рис. 3.1). В работе [221] приведена методика расчета осевой жесткости упорных подшипников, которая использовалась в дальнейших расчетах.

Однако, как следует из методики, эта жесткость существенно зависит от качества изготовления и сборки всей опоры, что отражается в расчетных формулах величиной коэффициента качества K_ε изготовления и сборки. Экспериментальными исследованиями было установлено, что в зависимости от величины K_ε осевая жесткость может изменяться в 2 раза [16].

В зависимости от обрабатываемых деталей, на планшайбе устанавливаются различные приспособления. Суммарный момент инерции планшайбы и установленных на ней приспособлений может различаться, как показала практика, в два и более раза. Это ещё один изменяемый параметр, который, потенциально, может влиять на заклинивание.

Наличие гидростатической разгрузки направляющих планшайбы и возможность регулировки давления смазки $p_{раз}$ в широких пределах, позволяет изменять момент трения в направляющих планшайбы, в среднем, в 3 раза.

Ранее было установлено, что некачественная работа гидравлического дросселя 1 (Рис. 3.9) приводит к недопустимым значениям ускорения ε_ϕ планшайбы при фиксации. Гидравлическое сопротивление дросселя характеризуется коэффициентом сопротивления K потоку рабочей жидкости. Величина K определяет расход рабочей жидкости Q , проходящий через стабилизатор. Если задан перепад давлений Δp , равный разнице между входным и выходным давлениями, то зависимость расхода Q от Δp , приближенно, определяется соотношением [167]:

$$\Delta p = K \cdot Q.$$

Из-за не герметичности обратного клапана ПГ-51-22 или резиновых уплотнений, а также из-за некачественного изготовления калиброванных отверстий диафрагмы, коэффициент K может изменяться, примерно, в 8 раз.

Наличие нерастворенного воздуха в виде пузырьков в рабочей жидкости снижает модуль упругости жидкости и жесткость гидропривода, способствует возникновению колебаний скорости планшайбы и высоких динамических нагрузок. Воздух в гидросистему может попадать из-за не герметичности гидроаппаратуры и магистралей, а также может выделяться из рабочей жидкости при возникновении разряжения в гидросистеме. Отношение α объема нерастворенного воздуха к объему рабочей жидкости находится в пределах $0,03 \div 0,15$ [167].

Существенное влияние на кинематику и динамику механизма оказывает величина давления p_n в гидросистеме, настраиваемая переливным клапаном 3 (Рис. 3.9) на панели гидростанции. Регулировкой клапана можно менять давление p_n в пределах $0,2 \div 7$ МПа. К регулировке этого параметра прибегают в тех случаях, когда механизм не обеспечивает требуемой быстроходности. Обычно, давление p_n находится в пределах $3,5 \div 5$ МПа для поворотных столов с червячным редуктором.

Таким образом, при исследовании причин возникновения заклинивания червячного зацепления на математической модели, варьируемыми параметрами являются:

C_1 – осевая жесткость опор червяка;

C_2 – крутильная жесткость кинематической цепи;

C_3 – жесткость узла фиксации;

K – коэффициент гидравлического сопротивления стабилизатора;

m_3 – масса планшайбы и установленных на ней грузов;

Ξ – сила трения в направляющих планшайбы;

α - относительный объем воздуха в рабочей жидкости;

p_n – давление в гидросистеме.

С целью упрощения математической модели, принимаются следующие допущения:

- червяк и червячное колесо считаются абсолютно жесткими звеньями;
- трение в направляющих планшайбы принимается постоянным;
- зазоры в кинематической цепи пренебрежимо малы;
- температура рабочей жидкости в рамках данного эксперимента принимается постоянной;
- объемные утечки в гидросистеме пренебрежимо малы.

С учетом перечисленных выше допущений, динамическая модель имеет вид, показанный на рисунке 3.22. Движение самотормозящейся червячной передачи моделируется клиновым механизмом.

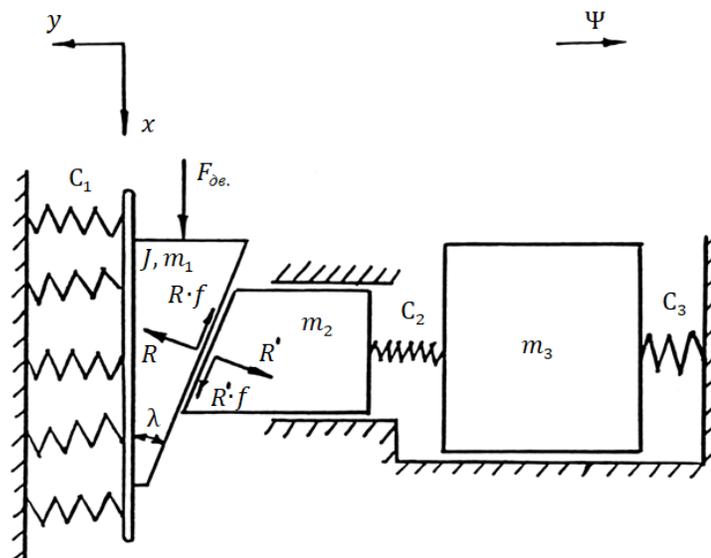


Рис. 3.22 Динамическая модель червячного редуктора

Здесь ось X соответствует вращению червяка вокруг своей оси, а ось Y совпадает с осью червяка, вдоль которой также происходит смещение червяка из-за деформаций упорных подшипников в опорах червяка.

При этом ось X перпендикулярна Y и проходит через точку пересечения начальных окружностей червяка и червячного колеса.

Таким образом, червяк участвует в двух движениях: вокруг своей оси и вдоль оси.

В модели приняты следующие обозначения:

J_1, m_1 – массы червяка, приведенные к осям X и Y соответственно;

m_2 – масса червячного колеса, приведенная к оси Y ;

m_3 – масса планшайбы с деталями, приведенная к оси Y ;

C_1 – осевая жесткость упорных подшипников в опоре червяка;

C_2, C_3 – приведенные к оси Y жесткости кинематической цепи и узла фиксации;

$f(\dot{x})$ – коэффициент трения в червячном зацеплении;

Ξ – сила трения в направляющих планшайбы, приведенная к оси Y ;

ψ – координата массы m_3 .

Давление, создаваемое насосной установкой, равно: $p_t = p_n - A_q \cdot Q$,

где p_n – давление настройки переливного клапана;

A_q – характеристика клапана;

Q – расход рабочей жидкости.

Учет сжимаемости рабочей жидкости приводится согласно [167] и уравнение расходов для полости нагнетания гидромотора имеет вид:

$$\frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) W_1 = \frac{p_u - p_1}{A_q} - \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt}$$

где W_1 – объем рабочей жидкости;

E – модуль упругости рабочей жидкости;

p_0 – атмосферное давление;

q – удельный расход гидромотора;

R_q – радиус начальной окружности червяка;

p_1 – давление в полости нагнетания гидромотора;

Для сливной магистрали уравнение расходов имеет вид:

$$\frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \cdot \frac{p_0}{p_2^2} \right) W_2 = \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_e}{K},$$

где W_2 – объем рабочей жидкости;

p_e – величина постоянного подпора давления в сливной магистрали;

p_2 – давление в сливной полости гидромотора.

При фиксации планшайбы на жесткий упор происходит деформация упругих опор червяка (подшипников). Червяк имеет две степени свободы: вращение вокруг своей оси и смещение на упругих опорах вдоль оси. В математической модели это отражается движением массы m_1 вдоль оси Y и массы J – по оси X . Для указанной многомассовой системы выражения для кинетической T и потенциальной Π энергий имеют вид:

$$T = \frac{J\dot{x}^2}{2} + \frac{m_1\dot{y}^2}{2} + \frac{m_2\dot{y}^2}{2} - m_2\dot{x}\dot{y}tg\lambda + \frac{m_2\dot{x}^2tg^2\lambda}{2} + \frac{m_3\dot{\psi}^2}{2};$$

$$\Pi = \frac{C_1y^2}{2} + \frac{C_2(y - xtg\lambda - \psi)^2}{2} + \frac{C_3\psi^2}{2}.$$

Первое уравнение движения червяка имеет вид

$$J \cdot \ddot{x} + m_2 \ddot{x} \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda - m_2 \ddot{y} \cdot \operatorname{tg} \lambda - C_2 y \cdot \operatorname{tg} \lambda + C_2 x \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda + C_2 \psi \cdot \operatorname{tg} \lambda + R \cos \lambda \cdot f(\dot{x}) + R \sin \lambda = \frac{K_m(p_1 - p_2)}{r_q},$$

где R – проекция вектора силы между червяком и червячным колесом на плоскость XU ;

λ – угол наклона витков червяка;

K_m – коэффициент момента гидромотора.

Зависимость коэффициента трения $f(\dot{x})$ в червячном зацеплении от скорости относительного скольжения принимается в соответствии с работой [102] в виде:

$$f(\dot{x}) = \operatorname{tg} \left(\frac{0.0175}{0.0145 \cdot (\dot{x})^{0.6} + 0.16} \right).$$

Движение масс по оси Y описывается следующим уравнением:

$$(m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 \ddot{x} \cdot \operatorname{tg} \lambda - C_2 y \cdot \operatorname{tg} \lambda + C_2 x \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda + C_2 \psi \cdot \operatorname{tg} \lambda = R(\cos \lambda - f(\dot{x}) \sin \lambda)$$

Уравнение движения для массы m_3 имеет вид:

$$\ddot{\psi} \cdot m_3 - C_2 y + C_2 x \cdot \operatorname{tg} \lambda + C_3 \psi + \Xi = 0$$

Здесь сила трения Ξ в направляющих планшайбы равна:

$$\Xi = \begin{cases} -G, & \text{если } \dot{\psi} > 0; \\ -C_3 \psi - C_2(\psi - \operatorname{tg} \lambda + y), & \text{если } \dot{\psi} = 0, ; \\ G, & \text{если } \dot{\psi} < 0. \end{cases}$$

Совместно, уравнения образуют систему:

$$\frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) W_1 = \frac{p_n - p_1}{A_q} - \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt}$$

$$\frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \cdot \frac{p_0}{p_2^2} \right) W_2 = \frac{q}{R_q} \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_e}{K}$$

$$J \cdot \ddot{x} + m_2 \ddot{x} \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda - m_2 \ddot{y} \cdot \operatorname{tg} \lambda - C_2 y \cdot \operatorname{tg} \lambda + C_2 x \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda + C_2 \psi \cdot \operatorname{tg} \lambda + R \cos \lambda \cdot f(\dot{x}) + R \sin \lambda = \frac{K_m(p_1 - p_2)}{r_q}$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 \ddot{x} \cdot \operatorname{tg} \lambda - C_2 y \cdot \operatorname{tg} \lambda + C_2 x \cdot \operatorname{tg}^2 \lambda + C_2 \psi \cdot \operatorname{tg} \lambda = R(\cos \lambda - f(\dot{x}) \sin \lambda)$$

$$\ddot{\psi} \cdot m_3 - C_2 y + C_2 x \cdot \operatorname{tg} \lambda + C_3 \psi + \Xi = 0$$

$$R = \left(m_1 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + C_1 y \right) \cdot \left(\cos \lambda \cdot \cos 20^\circ - \operatorname{tg} \left(\frac{0.0175}{0.0145 \cdot \dot{x}^{0.6} + 0.16} \right) \cdot \sin \lambda \right)^{-1}.$$

Система нелинейных дифференциальных уравнений решается численными методами. После преобразования и приведения к стандартному виду система уравнений принимает вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \left(\frac{p_n - p_1}{A_q} - \frac{q}{R_q} \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot \left(\frac{1}{E} + \alpha \cdot \frac{p_0}{p_1^2} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{W_1},$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \left(\frac{q}{R_q} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_e}{K} \right) \cdot \left(\frac{1}{E} + \alpha \cdot \frac{p_0}{p_2^2} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{W_2},$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \left(\frac{K_m(p_1 - p_2)}{R_q} + m_2 \operatorname{tg} \lambda \frac{d^2 y}{dt^2} + C_2 \operatorname{tg} \lambda (y - x \operatorname{tg} \lambda) - C_2 \Psi \operatorname{tg} \lambda - R(\cos \lambda f(\dot{x}) + \sin \lambda) \right) \frac{1}{J + m_2 \operatorname{tg}^2 \lambda},$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \left(R(\cos \lambda - f(\dot{x}) \sin \lambda + m_2 \operatorname{tg} \lambda \frac{d^2 x}{dt^2} + C_2 \operatorname{tg} \lambda (y - x \operatorname{tg} \lambda) - C_2 \Psi \operatorname{tg} \lambda) \right) \cdot \frac{1}{m_1 + m_2},$$

$$\frac{d^2 \psi}{dt^2} = (C_2(y - x \cdot \operatorname{tg} \lambda) - C_3 \psi - \Xi) \frac{1}{m_3},$$

$$R = \left(m_1 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + C_1 y \right) \cdot \left(\cos \lambda \cdot \cos 20^\circ - \operatorname{tg} \left(\frac{0.0175}{0.0145 \cdot \dot{x}^{0.6} + 0.16} \right) \cdot \sin \lambda \right)^{-1}.$$

Начальные условия имеют вид: при $t=0$, $p_1=4$ МПа, $p_2=1,5$ МПа, $x = y = \psi = \dot{x} = \dot{y} = \dot{\psi} = R = 0$.

В таблице 3.3 указаны диапазоны значений варьируемых параметров.

В таблице 3.4 приведены значения параметров, входящих в уравнения системы и не изменяемые в процессе проведения вычислительных экспериментов.

Таблица 3.3

Диапазоны значений варьируемых параметров

Варьируемые параметры	Значения варьируемых параметров
$C_1, \text{н/м}$	$2 \cdot 10^7 \div 4 \cdot 10^7$
$C_2, \text{н/м}$	$1 \cdot 10^7 \div 2 \cdot 10^7$
$C_3, \text{н/м}$	$1,5 \cdot 10^7 \div 3 \cdot 10^7$
$K, \text{кг/с} \cdot \text{м}^4$	$0,012 \cdot 10^{11} \div 0,10 \cdot 10^{11}$
α	$0,03 \text{ ч} \div 0,15$
$\Xi, \text{кг} \cdot \text{м/с}^2$	$300 \div 600$
$p_n, \text{МПа}$	$3,5 \div 5,0$
$m_3, \text{кг}$	$110 \div 300$

Таблица 3.4

Значения параметров модели.

Параметры	m_1	m_2	E	p_0	K_m	A_q	λ	R_q	ω_1	ω_2	J	q
Размерность	кг	кг	кг/с ² м	кг/с ² м	м ³	кг/м ⁴ с	град	м	м ³	м ³	кг	м ³ /рад
Числовое значение	7,3	6,7	$14 \cdot 10^8$	$1 \cdot 10^5$	$2,57 \cdot 10^6$	$14 \cdot 10^8$	$4^\circ 23' 53''$	0,035	$8 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^4$	6,8	$3,18 \cdot 10^{-6}$

При заклинивании момент трения больше момента, развиваемого гидромотором. Величина момента трения равна:

$$M_{mp} = R_q R \cdot (f(\dot{x}) \cos \lambda - \sin \cdot \lambda) .$$

Величина движущего момента равна:

$$M_{дв} = K_M \cdot (p_n - p_e) .$$

Условие заклинивания имеет вид:

$$R_q \cdot R(f(\dot{x}) \cos \lambda - \sin \cdot \lambda) \geq K_M \cdot (p_n - p_e) .$$

Величина силы R является результатом решения системы уравнений. Проверка соответствия модели реальному объекту проводилась по следующим параметрам:

- скорость ω вращения планшайбы;
- давлениям p_1 и p_2 в полостях гидромотора.

Сравнение параметров проводилось при установившемся движении планшайбы, так как при фиксации возникают колебания планшайбы с частотой ≈ 70 Гц и достоверных данных по амплитудным значениям параметров ω , p_1 , p_2 нет. Погрешность расчетных значений составляет не более 8%.

Из условия отсутствия заклинивания:

$$\Phi(\mathbf{T}) = M_{дв} - M_{тр} ,$$

где \mathbf{T} – вектор варьируемых параметров, следует, что необходимо стремиться к максимуму функции $\Phi(\mathbf{T})$: $\Phi(\mathbf{T}) \rightarrow \max$.

Компоненты вектора \mathbf{T} следующие: $\mathbf{T} = (C_1 C_2 C_3 K \alpha p_n J m_3)$.

В исходном состоянии компоненты вектора образуют многомерную область (восьмимерный параллелепипед). Необходимо среди восьми варьируемых параметров выделить l значимых ($l \leq 8$), изменения которых

действительно приводят к заклиниванию и для них построить область $U_0(\mathbf{T}) \subseteq U(\mathbf{T})$, такую, что $\forall \varepsilon > 0$ и $\forall \mathbf{T} \in U_0(\mathbf{T})$ выполняется условие:

$$|\Phi(\mathbf{T}) - \Phi^+| \leq \varepsilon,$$

где Φ^+ – наперед известное или вычисленное в ходе эксперимента значение. Задача решалась на основе квазистатистического метода ПЛП – поиска [136].

Выделение значимых параметров (факторов) осуществлялось в результате дисперсионного анализа [175]. Значения варьируемых в модели параметров рассчитывались на основе ПЛП-последовательности:

$$x_{ij} = x_i^{min} + q_{ij} \cdot (x_i^{max} - x_i^{min}), \text{ где } q_{ij} - \text{ число Соболя};$$

$$i - \text{ номер проводимого эксперимента, } = 1, 2 \dots 12;$$

$$j - \text{ номер координаты исследуемого пространства, } = 1, 2 \dots 8;$$

$$x_i^{max}, x_i^{min} - \text{ предельные значения параметров (Таблица 3.3).}$$

В соответствии с методикой проведения дисперсионного анализа определялись следующие величины:

$$Q = \sum_{i=1}^{12} \sum_h^8 \Phi_{ih}^2 - 96\bar{\Phi}^2, \quad \bar{\Phi} = \frac{1}{96} \sum_{i=1}^{12} \sum_{h=1}^8 \Phi_{ih}, \quad Q_A = \sum_{h=1}^8 12(\bar{\Phi}_h - \bar{\Phi}),$$

$$\Phi_h = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} \Phi_{ih}, \quad Q_R = Q - Q_A, \quad S_A^2 = \frac{Q_A}{7}, \quad S_R^2 = \frac{Q_R}{88}$$

Параметр принимается значимым по отношению к критерию, если при пятипроцентном уровне значимости величина S_A^2/S_R^2 больше табличного F_T , где F_T – критерий Фишера для семи степеней свободы и 96 данных [175]. В таблице 3.5 приведены расчетные значения указанных величин $(S_A/S_R)^2$ для каждого параметра. Параметр считается значимым, если расчетное значение больше табличного.

Таблица 3.5

Расчетные значения критерия S_A^2/S_R^2

	Степени свободы	Значения критерия $(S_A/S_R)^2$	Расчетный
	ν_1	ν_2	
C_1	96	7	1,5
C_2	7	96	2,1
C_3	7	96	3,2
m_3	96	7	2,1
K	7	96	3,9
α	7	96	23,5
Ξ	96	7	2,95
p_n	7	96	2,6

Из данных таблицы следует, что значимыми параметрами, т.е. влияющими на заклинивание, являются: α , K , C_3 , p_n .

Изменения остальных четырех параметров в указанных диапазонах изменения их значений не приводят к заклиниванию.

Для проверки значимости выбранных параметров были проведены две серии экспериментов при двух различных значениях не значимых параметров:

$m_{3,1} = 162 \text{ кг,}$	$m_{3,2} = 137 \text{ кг,}$
$J_1 = 506 \text{ к,}$	$J_2 = 431 \text{ н,}$
$C_{1,1} = 3625 \cdot 10^4 \text{ н/м}$	$C_{1,2} = 3375 \cdot 10^4 \text{ н/м}$
$C_{2,1} = 1062,5 \cdot 10^4 \text{ н/м}$	$C_{2,2} = 1187,5 \cdot 10^4 \text{ н/м}$

Диапазоны изменения значимых параметров выбраны из условия достижения величиной $U_0(\mathbf{T})$ максимума. Это диапазоны:

$$\alpha \in (0,03 \div 0,094), \quad K \in (0,56 \div 0,8) \cdot 10^{10} \text{ кг/с} \cdot \text{м}^4,$$

$$p_n \in (3,56 \div 3,8) \text{ МПа}, \quad C_3 \in (2,5 \cdot 10^7 \div 3 \cdot 10^7) \text{ н/м.}$$

Таким образом, определена многомерная область $U_0(\mathbf{T})$ допустимых значений параметров α, K, p_n, C_3 , при которых не произойдёт заклинивания.

Необходимо отметить, что наибольшее допустимое значение p_n , рассчитанное на модели, близко к наибольшему допустимому давлению, установленному техническими условиями, и равному 4 МПа.

По результатам проведенных двух серий экспериментов, а также по результатам предыдущих 96 экспериментов в таблице 3.6 приведены сравнительные характеристики для критерия $\Phi(\mathbf{T})$.

Из анализа данных следует, что контрольные области №1 и №2 квазиунимодалыны. Это подтверждает отсутствие влияния на величину установленных ранее незначимых параметров, максимальные значения в контрольной области близки к максимальным значениям в исходной, более широкой области. Сопоставление диапазонов варьируемых параметров в исходной и контрольной областях свидетельствует о том, что область $U_0(\mathbf{T})$,

образованная значениями параметров α , K , C_3 , p_n , является подмножеством исходной области $U(\mathbf{T})$, т.е. $U_0(\mathbf{T}) \subseteq U(\mathbf{T})$.

Таблица 3.6

Сравнительные характеристики для критерия $\Phi(\mathbf{T})$

Показатели	Исходная область № = 96 эксп.	Контрольная область № I	Контрольная область № 2
Φ	- 51,25	141,30	141,32
σ	185	10,02	10,46
Φ_{max}	195	161	158
Φ_{min}	- 443	129,5	122,2
$\Delta\Phi = \Phi_{max} - \Phi_{min}$	635	31,5	35,8
$\Delta\Phi/\sigma$	3,43	3,14	3,42

Результаты моделирования подтвердили возможность возникновения заклинивания червячного зацепления при известных сочетаниях ряда параметров гидравлической и механической систем.

Область $U_0(\mathbf{T})$ определяет допустимые значения параметров α , K , C_3 , p_n , при которых заклинивания не произойдет. Таким образом, в результате исследования на математической модели сужен круг возможных причин заклинивания. Это облегчает дальнейший поиск дефектов. Опыт наладки и ремонта поворотных столов показал, что наиболее частой причиной заклинивания является недостаточная герметичность дросселя СК 952 (изменение коэффициента K). Из пяти случаев заклинивания, установленных у

серийно-выпускаемых поворотных столов на заводе-изготовителе, четыре произошли по вине дефектов дросселя СК 952 и один из-за недопустимо большого давления p_n .

3.2. Анализ дефектов, связанных с неправильной регулировкой гидроаппаратуры.

Комплекс дефектов рассмотрим на примере поворотного стола с механизмом фиксации из плоских зубчатых колёс (Рис. 2.3).

3.2.1. Давление в гидросистеме не соответствует требуемой величине $2 \div 2,4$ МПа.

Недостаточное давление в гидросистеме ($p_n < 2$ МПа) приводит к снижению быстроходности поворотного стола (Рис. 3.23).

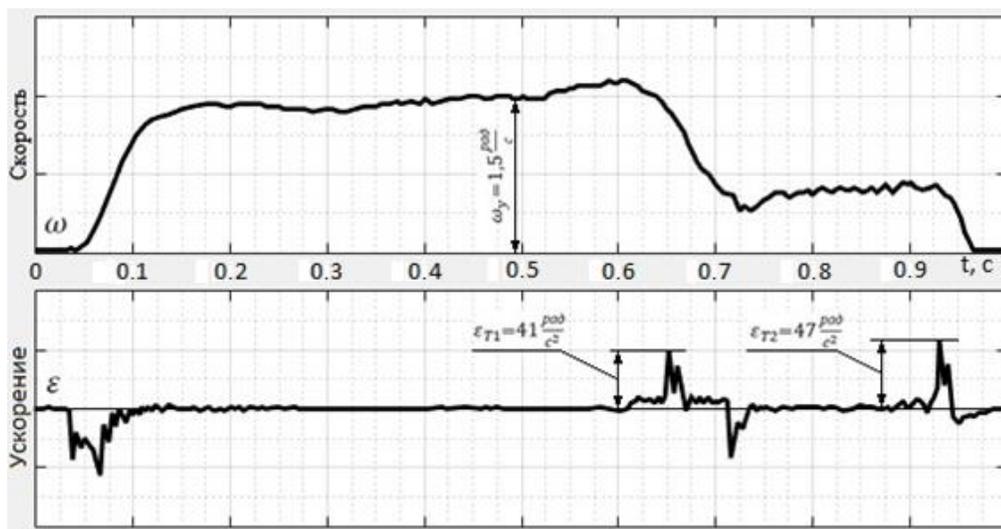


Рис. 3.23 Оциллограммы скорости и ускорения при неправильной настройке давления в гидросистеме

Из оциллограммы скорости видно, что время поворота $t_n = 0,96$ с, тогда как по норме, время поворота должно быть не более 0,8 с. При этом ускорения планшайбы ϵ_{T1} и ϵ_{T2} при торможении не превышают допустимой величины.

Дальнейшее уменьшение давления приведет к еще меньшему быстродействию.

Дефект устраняется регулировкой переливного клапана 15 на панели гидростанции (Рис. 2.7) и не требует значительных трудозатрат.

При недопустимо большом давлении p_n ($p_n > 2,4$ МПа) возрастают динамические нагрузки в механизме поворота планшайбы. При этом, наибольшие из них наблюдаются при торможении. На рисунке 3.24 приведены осциллограммы скорости ω и ускорения ε планшайбы. Ускорения при торможении составляют 85 рад/с^2 и 130 рад/с^2 , что значительно больше допустимой величины $57,7 \text{ рад/с}^2$ при установленных на планшайбе деталях с общим моментом инерции $1,95 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Динамический крутящий момент со стороны планшайбы равен $165,75 \text{ н}\cdot\text{м}$, что больше допустимого $112,5 \text{ н}\cdot\text{м}$.

Допустимое ускорение определяется из соотношения: $\frac{112,5 \text{ н}\cdot\text{м}}{1,95 \text{ кг}\cdot\text{м}^2} = 57,7 \text{ рад/с}^2$

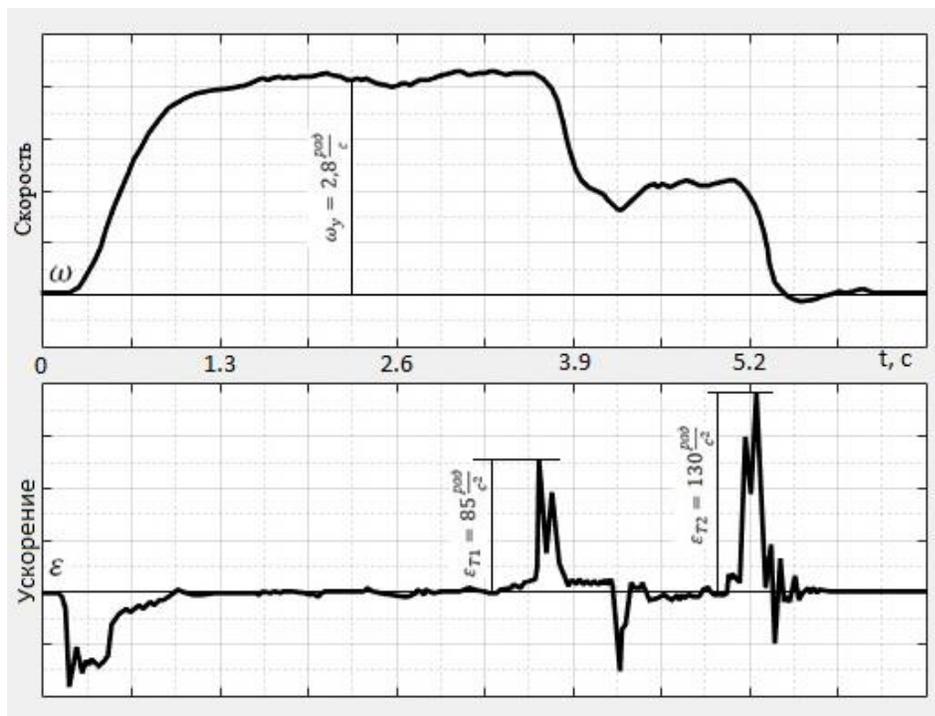


Рис. 3.24 Быстроходность и динамические нагрузки при увеличенном давлении в гидросистеме

Данный дефект устраняется просто регулировкой, но если он своевременно не устранён, то приводит к аварийному состоянию механизма и трудоемким ремонтным работам. Аналогичная ситуация возникает при длительной непрерывной эксплуатации механизма, когда температура рабочей жидкости увеличивается до 80° - 90° градусов. Кинематическая вязкость масла меняется, и как следствие, меняются динамические процессы при торможении и фиксации планшайбы. Предупреждение данного дефекта позволит исключить длительные простои оборудования. Необходим постоянный мониторинг.

3.2.2. Неверная регулировка дросселей скорости и торможения.

Неправильная настройка дросселя скорости 21 (Рис. 2.7) приводит к недостаточному быстродействию поворотного стола. На рисунке 3.25 приведены осциллограммы скорости ω и ускорения ε вращения планшайбы из которых видно, что время поворота $t_n = 1,1$ с при максимально допустимой величине $[t_n] = 0,9$ с.

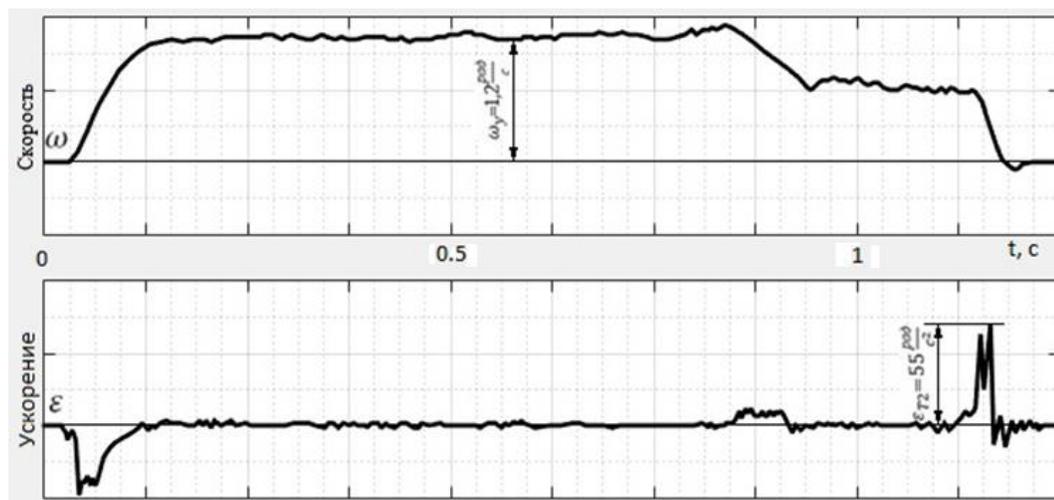


Рис. 3.25 Дефект неправильной настройки дросселя скорости

Динамические нагрузки, как видно из осциллограммы ε , не превышают максимально допустимой величины. Рассматриваемый дефект устраняется регулировкой. Время, необходимое на проведение регулировочных работ

составляет ~ 10 минут. Для проведения регулировки необходимы датчики скорости и ускорения.

На рисунке 3.26 приведены осциллограммы скорости и ускорения планшайбы, соответствующие данному дефекту.

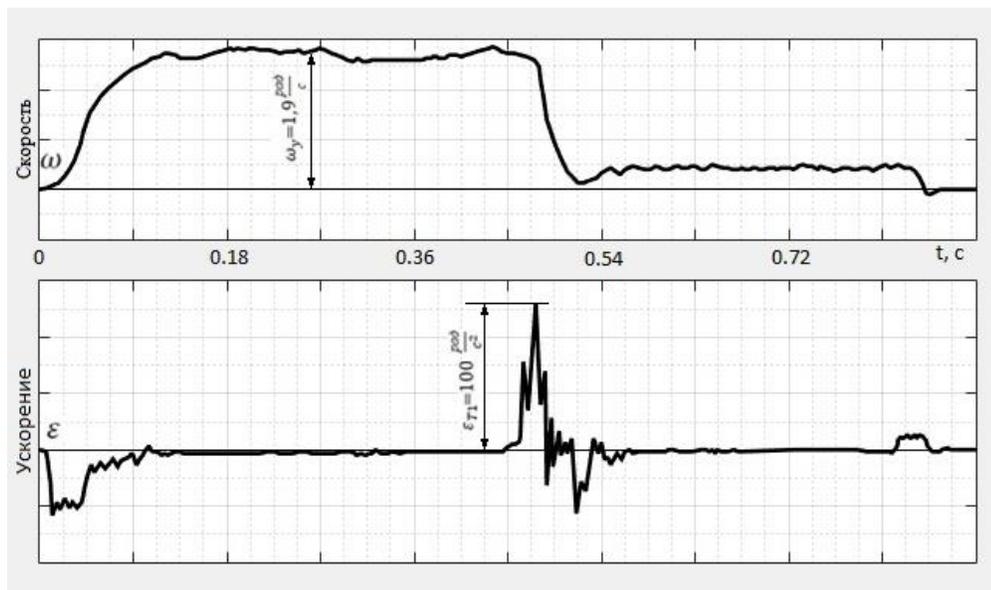


Рис. 3.26 Динамические нагрузки при неправильной настройке дросселя торможения

Как следует из осциллограммы ускорения ε , наибольшие ее значения при торможении достигают $\varepsilon_{T1} = 100 \text{ рад/с}^2$, что в 1,4 раза превышает допустимую величину. Ускорение ε_{T2} при наличии данного дефекта, как правило, не превышает допустимой величины. Из осциллограммы скорости ω следует, что время поворота составляет 0,86 с при допустимой величине 0,7 с. Несвоевременное устранение дефекта приводит к аварийным поломкам и снижению производительности агрегатного станка.

Чрезмерное открытие дросселя торможения вызывает недопустимо большие динамические нагрузки. На рисунке 3.27 приведены осциллограммы скорости ω и ускорения ε планшайбы, соответствующие данному дефекту.

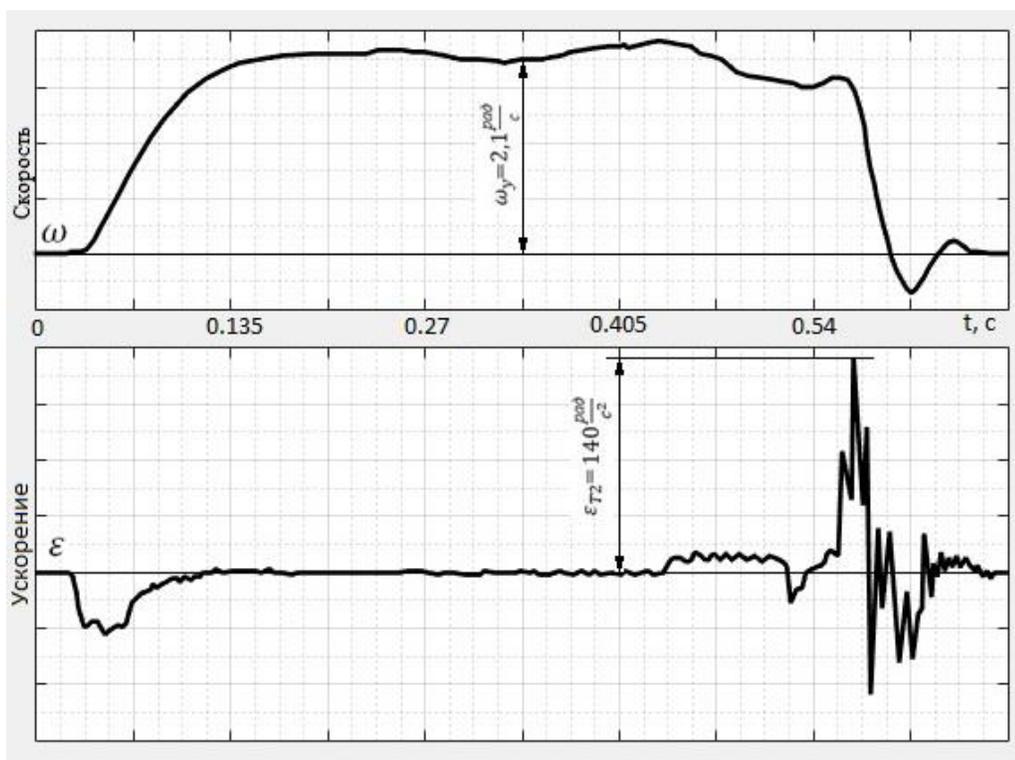


Рис. 3.27 Дефект неправильной настройки дросселя торможения

Ускорения ε_{T2} при торможении достигают 140 рад/с^2 , что многократно превышает допустимую величину. Время поворота при этом, составляет $0,61 \text{ с}$. Практически, данный дефект исключает процесс торможения планшайбы, что приводит к недопустимым динамическим нагрузкам.

К аналогичному явлению приводит недостаточная герметичность обратного клапана 23 (Рис. 2.7), установленного параллельно с дросселем торможения. Повышенный расход через обратный клапан обуславливает увеличение скорости ω_T планшайбы и следовательно, ускорения ε_{T2} . Несвоевременное устранение дефекта приводит к аварийным поломкам.

Выводы

1. Дефекты механизмов формируются на этапах изготовления, эксплуатации и при ремонте. Устранение дефектов при эксплуатации механизма

значительно сложнее, чем на других этапах жизненного цикла, что связано с дополнительным демонтажем другого оборудования.

2. Процессы переналадки механизма на новый режим работы способствуют возникновению и развитию дефектов.
3. Сочетание вычислительного и натурального экспериментов позволяет детальнее и глубже раскрыть причинно – следственные связи процессов зарождения и развития дефектов и установить первоначальную, исходную причину возникновения дефекта. Это исключает постоянную работу с последствиями дефекта, когда не устранён действительный первичный источник аварийной ситуации.
4. Для механизмов установлена закономерность: первый возникший дефект стимулирует развитие следующего, более опасного дефекта, что аналогично процессам деградации в биологической среде.
5. Превентивная упреждающая диагностика механизмов на ранних стадиях развития дефектов позволяет исключить трудоёмкие процедуры ремонта и длительные простои технологического оборудования.
6. Установлено, что у одних и тех же механизмов дефекты могут различаться в зависимости от технологической дисциплины и культуры обслуживания механизмов на данном предприятии.
7. Дефект механизма может быть устранён организацией входного контроля качества комплектующих деталей, поступающих с другого предприятия, или сменой поставщика.

Глава 4. Оценка технического состояния механизма. Диагностика механизма.

4.1. Методика определения диагностических признаков.

Требования регламентированных технических условий на механизм предписывают контролировать ряд его кинематических и силовых параметров. Так для переналаживаемого механизма шпиндельного узла предусмотрен контроль семи функциональных параметров (глава 3). Для переналаживаемого поворотного стола требования технических условий предписывают контролировать угловую скорость $\omega(t)$ и ускорение $\varepsilon(t)$ планшайбы, давления p_1 и p_2 в полостях гидромотора, координату ψ углового положения планшайбы. Это тот комплекс параметров, который позволяет оценить текущее техническое состояние механизма, и определить соответствие его функциональных характеристик требованиям технологического процесса, на выполнение которого настраивается механизм.

Но процесс диагностирования предполагает дополнительно к этому распознавать и упреждать на ранних стадиях процесс развития скрытых дефектов. Как правило, комплекса параметров, указанного в технических требованиях, недостаточно для выявления скрытых дефектов. Требуется дополнительная информация. Её необходимо получить, измеряя дополнительно другие физические процессы, сопровождающие работу механизма. Поскольку измерение ряда параметров уже предписано требованиями технических условий, их целесообразно использовать так же для решения задач диагностирования. Например, анализ дефектов поворотных столов (глава 3) показал, что величины ускорений, скоростей, давлений в различных точках гидросистемы непосредственно связаны с дефектами отдельных механизмов и гидроаппаратов. Поэтому их целесообразно использовать в качестве диагностических параметров для локализации дефектов.

Современное перенастраиваемое технологическое оборудование и станки с ЧПУ оснащены развитой встроенной системой диагностики, возможности которой необходимо максимально использовать для распознавания дефектов механизмов. Её возможности могут быть расширены путём интегрирования в её структуру средств измерения дополнительных физических процессов. В ИМАШ РАН разработаны методы и средства диагностирования шпиндельных узлов, которые встраиваются и дополняют уже имеющуюся систему диагностики станков. Это позволяет локализовать дефекты, которые не распознавались ранее системой диагностики станка [239].

Основным требованием к диагностическому признаку является его высокая чувствительность к отклонениям от нормативной величины одного структурного параметра механизма и минимальная, к отклонениям остальных.

Выбор диагностических признаков основан на построении и анализе блок-схемы структурно-следственных связей элементов и деталей механизма и оценке чувствительности диагностических признаков к дефектам [19, 54, 63, 64, 70, 92, 106, 116, 130, 136, 178, 182, 212, 229, 244, 250]. Блок – схема строится как многоуровневая таблица. Элементы каждого уровня выполняют одну общую функцию. На рисунке 4.1 приведена блок – схема для поворотного стола с червячным редуктором.

Алгоритм построения блок – схемы состоит в следующем. Механизм разделяется на отдельные детали и их соединения в узлы. Из этого комплекса деталей выбираются такие, дефекты которых образуют дефекты всего механизма. Эта совокупность деталей образует первый уровень.

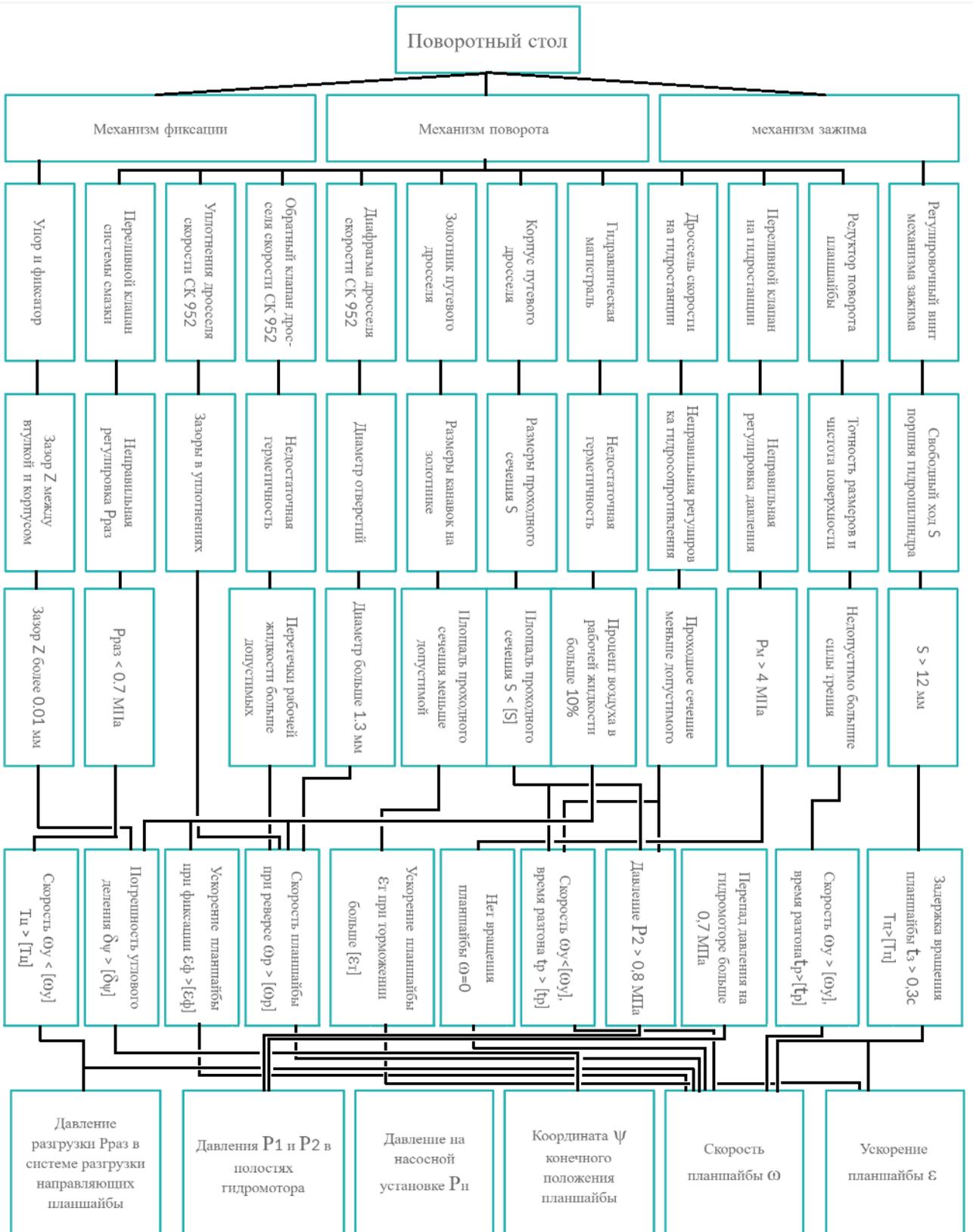


Рис. 4.1 Структурная схема определения диагностических признаков

Второй уровень блок – схемы составляют конкретные геометрические размеры или физико-механические свойства деталей, отклонения которых от нормативных значений образуют дефект. Это структурные параметры механизма, подверженные деградации и подлежащие контролю. Отклонения других размеров детали, которые не влияют на образование дефекта, игнорируются.

Третий уровень - это количественное (численное) выражение отклонений указанных структурных параметров от своих нормативных значений.

Четвёртый уровень содержит информацию о том, как отклонения структурных параметров влияют на изменения экспериментально измеряемых кинематических и силовых параметров. Это комплекс диагностических признаков.

Пятый уровень составляют измеряемые физические процессы – диагностические сигналы, по которым определяются диагностические признаки и принимается решение о постановке диагноза.

Например, дефект, состоящий в недопустимо большом перемещении поршней гидроцилиндров зажима планшайбы проявляется в том, что при подаче команды на поворот планшайбы происходит задержка ее вращения на величину, большую 0,4с. Время задержки может контролироваться по осциллограмме скорости $\omega(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ планшайбы. На рисунке 4.2 приведены типичные осциллограммы указанных параметров с указанием интервала времени задержки $a-c'$, $\Delta t = 0.9$ с. Он определяется как интервал между характерным всплеском на осциллограмме ε (точка «а») и моментом начала движения планшайбы (точка «с»). Всплеск на осциллограмме ε связан с импульсным воздействием на планшайбу механизма зажима.

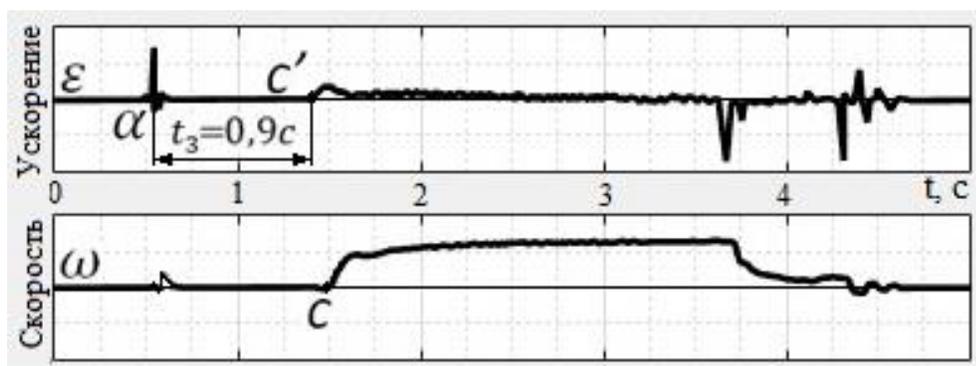


Рис. 4.2 Дефект настройки механизма зажима планшайбы

Некачественное изготовление червячного редуктора проявляется в снижении быстроходности стола – одной из главных функциональных характеристик переналаживаемого механизма (Рис. 3.3).

Таким образом, диагностическими признаками для данного дефекта являются ε и ω . Для определения их текущих значений необходимо регистрировать следующие параметры:

- ускорение планшайбы;
- угловая скорость вращения планшайбы.

Дефекты, связанные с некачественным изготовлением и сборкой корпуса путевого дросселя (Рис. 3.8), а также с неправильной регулировкой гидравлического дросселя б на панели гидростанции (Рис. 3.9) проявляются в том, что давление p_2 в сливной полости гидромотора увеличено. Это приводит к снижению быстроходности механизма стола (Рис. 3.10). Нормами ТУ установлена наибольшая допустимая величина p_2 при установившейся скорости вращения планшайбы, которая составляет 0,8МПа. Таким образом, диагностическими признаками для данного дефекта являются:

- давление в сливной полости гидромотора;
- установившаяся скорость вращения планшайбы.

Анализ последних двух дефектов показывает, что принципиально разные дефекты приводят к одному и тому же результату – снижению быстроходности. Этот факт определяется по осциллограмме скорости $\omega(t)$. Но для распознавания действительной причины дефекта необходимо дополнительно регистрировать давления в нагнетательной и сливной полостях гидромотора. Если механизм не оснащен встроенными датчиками давления, процесс измерения давлений в гидросистеме в условиях действующего производства связан с проведением трудоёмких мероприятий. Как показывает опыт, длительность установки в гидросистему датчиков давления, в ряде случаев, может составлять порядка 5 часов рабочего времени.

4.2. Информативность и чувствительность диагностических признаков.

Повысить оперативность постановки диагноза и снизить трудоемкость процедур диагностики в ряде случаев удаётся путём повышения информативности диагностических сигналов, уменьшая при этом количество регистрируемых сигналов. Это особенно актуально для перенастраиваемого оборудования и переналаживаемых механизмов, поскольку сокращает время оценки технического состояния и переналадки на новый технологический процесс. Поставленная задача решается сочетанием методов натурного и вычислительного экспериментов.

Например, детальный анализ осциллограммы скорости ω планшайбы позволяет локализовать указанные выше дефекты и однозначно установить причину недостаточной быстроходности, пользуясь только осциллограммой скорости ω , не прибегая к дополнительным измерениям давлений в гидросистеме. Такая возможность связана с различным влиянием параметров гидромеханической системы механизма стола на характер изменения осциллограммы скорости на этапах разгона и установившегося движения. Это

свойство было установлено в результате анализа динамических свойств механизма на математической модели. Моделировался процесс разгона и выхода на установившийся режим вращения планшайбы.

При построении математической модели, принимались следующие допущения:

- зазоры в кинематической цепи отсутствуют;
- звенья кинематической цепи абсолютно жесткие;
- учитывается сжимаемость рабочей жидкости;
- температура рабочей жидкости постоянна;
- объемные утечки в гидросистеме отсутствуют;
- изменение давления в трубопроводах не учитывается;
- динамическая характеристика переливного клапана заменяется статической.

Зависимость расхода Q и давления, подаваемого насосной установкой в систему, имеет вид:

$$p_1 = p_n - A_q \cdot Q,$$

где p_n – давление настройки переливного клапана, равное 4 МПа;

A_q – характеристика переливного клапана.

Уравнение расходов для полости нагнетания с учетом сжимаемости рабочей жидкости, согласно работе [167], имеет вид:

$$\frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right) W_1 = \frac{p_n - p_1}{A_q} - qi\omega \quad (4.1)$$

где p_0 – атмосферное давление = 0,1 МПа;

E – модуль упругости рабочей жидкости;

α – процент воздуха в рабочей жидкости;

ω – скорость вращения планшайбы;

i – передаточное отношение редуктора;

q – удельный расход гидромотора;

w_1 – объем полости нагнетания.

Уравнение расходов для сливной полости гидромотора:

$$\frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_o}{p_2} \right) W_2 = qi\omega - \frac{p_2}{K_1} \quad (4.2)$$

где w_2 – объем сливной полости;

K_1 – коэффициент гидравлического сопротивления в сливной магистрали гидромотора, величина которого определяется техническим состоянием дросселей 6 и 9 (Рис. 3.1). Границы изменения коэффициента K_1 оценивались по осциллограммам скорости ω и давлению p_2 в сливной полости гидромотора у дефектных и исправных механизмов:

$$K_{1\max} = 9.83 \cdot 10^9 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^4, K_{1\min} = 1.12 \cdot 10^9 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^4$$

Уравнение движения планшайбы с учетом сил трения в червячной передаче, т.е. с учетом к.п.д. червячного редуктора, следующее [102]:

$$\left(J_1 + \frac{1}{\eta} J_2 \right) \frac{d\omega}{dt} = K_m (p_1 - p_2) - M_{mp}(\omega) \quad (4.3)$$

где η – к.п.д червячного зацепления – параметр, влияющий на длительность цикла работы поворотного стола;

J_1 - суммарный момент инерции вала гидромотора, муфты и червяка;

J_2 – приведенный к валу гидромотора момент инерции червячного колеса, планшайбы, зубчатых колес, обрабатываемых деталей и приспособлений, установленных на планшайбе [102];

K_m – коэффициент момента гидромотора;

$M_{mp}(\omega)$ – функция изменения момента трения в направляющих планшайбы, приведённая к валу гидромотора:

Для определения момента трения $M_{mp}(\omega)$ экспериментально определялась зависимость этого момента от скорости ω вращения планшайбы. В данном случае применялась кусочно-линейная аппроксимация экспериментальных данных для момента трения $M_{mp}(\omega)$ от скорости. Вид функциональной

зависимости $M_{mp}(\omega)$ следующий:

$$M_{mp}(\omega) = \begin{cases} 9.22 - 71.0 \cdot \omega, & \text{если } \omega \leq 0.08 \text{ рад/с}, \\ 3.44 + 1.26 \cdot \omega, & \text{если } \omega \geq 0.08 \text{ рад/с} \end{cases}$$

Совместно, уравнения (4.1), (4.2) и (4.3) образуют систему нелинейных дифференциальных уравнений движения механизма на этапе разгона и выхода на установившееся движение:

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{P_1^2} \right) W_1 = \frac{P_n - p_1}{A_q} - qi\omega \\ \frac{dp_2}{dt} \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{P_2^2} \right) W_2 = qi\omega - \frac{p_2}{K_1} \\ \left(J_1 + \frac{1}{\eta} J_2 \right) \frac{d\omega}{dt} = K_m (p_1 - p_2) - M_{mp}(\omega) \end{cases} \quad (4.4)$$

Начальные условия: $t = 0, \omega = 0, p_1 = 0.15 \text{ МПа}, p_2 = p_0$.

Решения системы уравнений численными методами относительно функции $\omega(t)$ в зависимости от параметров η и K_1 модели (Рис. 4.3).

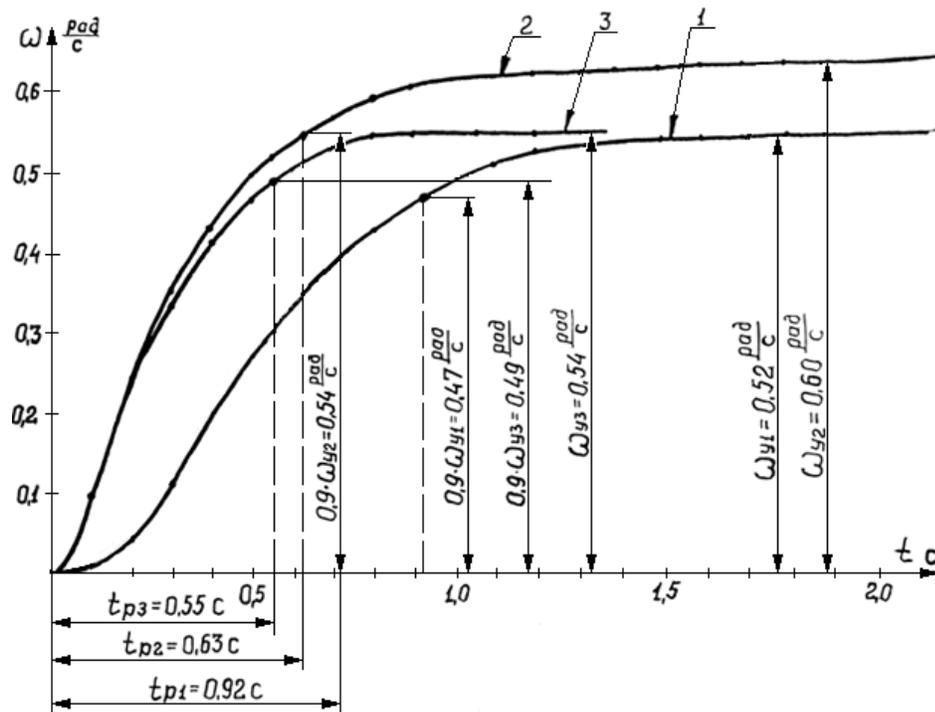


Рис. 4.3 Характер изменения скорости на этапе разгона планшайбы

Функция 1 соответствует разгону и выходу на установившейся режим вращения планшайбы при увеличенном трении в червячном редукторе, кривая 2 – после ремонта и увеличения η – к.п.д червячного зацепления. Анализ кривых показывает увеличение установившейся скорости и уменьшение времени разгона t_p при возрастании η . Принимается, что время разгона – это время достижения скоростью величины $0,9 \cdot \omega_y$.

Увеличение гидравлического сопротивления в сливной магистрали связано с изменением коэффициента K_1 .

Величина K_{1min} соответствует исправному состоянию гидроаппаратов сливной магистрали. На рисунке 4.3 функция 3 соответствует механизму с исправным червячным редуктором, но имеющим увеличенное гидравлическое сопротивление.

Анализ изменения функции $\omega(t)$ показывает, что увеличение гидравлического сопротивления приводит к уменьшению установившейся скорости и уменьшению времени разгона t_p .

Так установлено, что интервал времени разгона t_p на осциллограмме скорости является чувствительным диагностическим признаком разделения дефектов механической и гидравлической подсистем механизма поворотного стола. Величина установившейся скорости вращения планшайбы ω_y «реагирует» на наличии или отсутствии повышенного сопротивления моменту гидромотора, а время разгона t_p , определяемое по осциллограмме скорости, позволяет определить конкретно, какая из подсистем ответственна за недостаточную быстроходность. Таким образом, информативность диагностического сигнала $\omega(t)$ увеличена. Регистрируя только скорость $\omega(t)$ удастся локализовать дефект и определить способ изменения быстроходности поворотного стола.

Контроль интервалов времени на осциллограммах диагностических

сигналов увеличивает информативность сигнала, являясь дополнительными информативными диагностическими признаками распознавания дефектов. Установив связь между отдельными интервалами времени, например, на осциллограмме скорости и деталями механизма, техническое состояние которых непосредственно влияет на длительность соответствующих интервалов времени, можно как локализовать дефект, так и воздействовать на время $t_{ц}$, регулируя соответствующее устройство и настраивая таким образом переналаживаемый механизм на требуемый режим движения. На рисунке 4.4 показано взаимное соответствие отдельных интервалов и соответствующих механизмов и деталей, которые непосредственно влияют на длительность соответствующих отрезков времени: $t_{цикла}$, $t_{поворота}$, $t_{торможения}$, $t_{реверса}$.

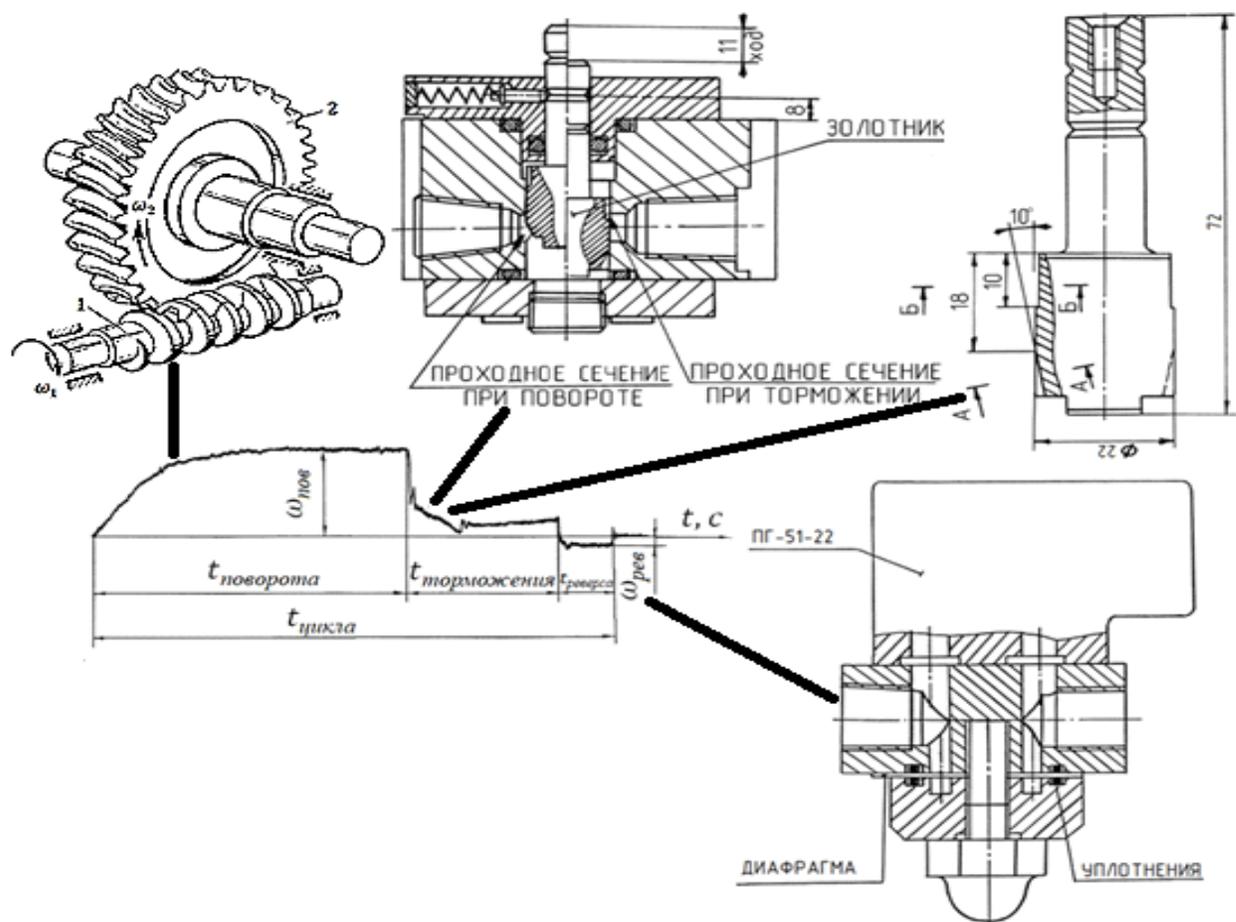


Рис. 4.4 Взаимное соответствие интервалов и деталей, влияющих на длительность отрезков времени

Указанная информация является результатом предварительного, детального анализа динамических свойств гидромеханической системы механизма на математической модели, а также результатом экспериментальных исследований натуральных объектов. Особенность этой информации в том, что она в дальнейшем многократно используется при формировании законов движения, когда необходимо учесть изменения инертных масс обрабатываемых деталей и приспособлений, устанавливаемых на планшайбу поворотного стола.

Другой метод увеличения информативности диагностического сигнала основан на изменении представления о нём, как о физическом процессе и соответствующем изменении его математического описания. Для этого меняется методика проведения экспериментов, и предлагаются новые алгоритмы обработки сигнала, как процесса, развивающегося во времени [1, 13, 15, 22, 42-44, 52, 53, 55, 56].

Так в рассмотренных выше методах время рассматривалось как детерминированный параметр, принимающий вполне конкретные фиксированные значения. Ограниченность информации здесь связана с представлением об интервалах времени t_i как о фиксированных величинах. В такой интерпретации разные по физической природе дефекты могут приводить к одинаковым изменениям интервалов времени t_i , и указать конкретную причину невозможно.

Представление об интервалах времени как о случайных величинах более полно и точно отражает их физические свойства и открывает возможности для увеличения информативности [1, 13, 15]. Перспективные и глубокие результаты в этом направлении получены также в МГТУ им. Н.Э. Баумана научной школой М.И. Киселева [147-149, 179, 205-207], где разработаны фазо-хронометрические методы диагностики роторных систем.

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. В зависимости от динамических свойств механизма среднее значение периода движения также может претерпевать эволюцию. 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 можно иллюстрировать следующей схемой. Силовой стол с гидроприводом многократно перемещается по направляющим из начального положения x_0 в заданную точку x_1 (Рис. 4.5).

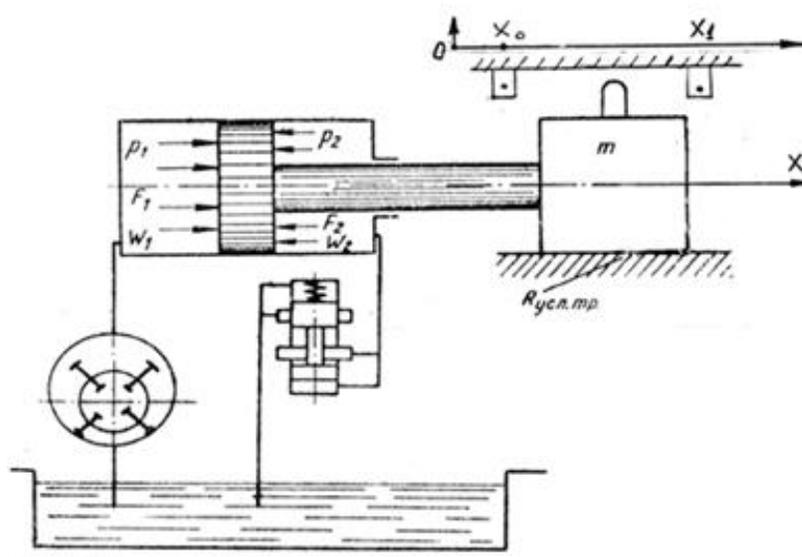


Рис. 4.5 Силовой стол с гидроприводом

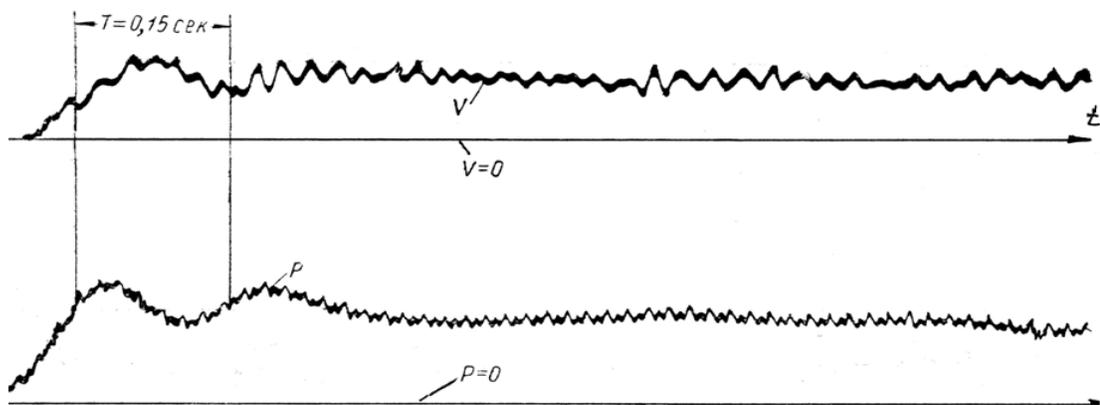


Рис. 4.6 Графики скорости и давления

Давление p 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 (Рис. 4.6). Следовательно, движущая сила, действующая на массу силового стола, является случайным процессом. Ответная реакция механизма стола на случайные воздействия — это скорость $v(t)$ движения массы m стола, которая также испытывает случайные колебания и также является случайным процессом.

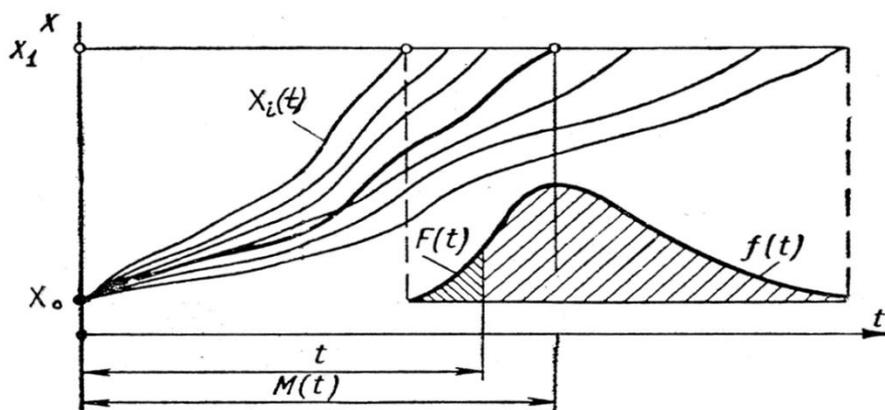


Рис. 4.7 Образование случайной составляющей интервала времени

Тогда перемещение силового стола x , как интеграл от случайной функции — скорости $v(t)$ - тоже случайный процесс: $x(t) = \int_0^t v(t) dt$ (Рис 4.7). И можно

говорить о времени достижения процессом $x(t)$ заданной координаты x_l , как о величине случайной, которая имеет свой характерный закон распределения вероятностей (Рис. 4.7). Существует связь между характером изменения во времени физического процесса $x(t)$ - координаты перемещения выходного звена механизма, 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 параметров p_i ($i= 1, 2, 3, \dots, N$) динамической системы [74]. Авторами указанной работы установлена детерминированная функциональная 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 оценки технического состояния и диагностирования механизма основан на зависимости свойств случайного процесса $x(p_i, t)$ от структурных параметров p_i механизма [1, 13, 15]. Математическая основа предлагаемого метода состоит в следующем.

Пусть уравнение движения динамической системы имеет вид:

$$\dot{x} = F(p_1, p_2, \dots, p_n, x, t) + G\zeta(t), \quad (4.5)$$

С начальным условием: $x(t_0) = x_0$ при $t = t_0$. Здесь $G\zeta(t)$ – случайное внешнее воздействие типа белого шума; G – интенсивность белого шума; p_i – параметры системы, отклонения которых вызывают появление дефекта.

К дифференциальным уравнениям первого порядка всегда можно привести уравнение более высокого порядка за счет увеличения размерности пространства решений.

Вероятностным описанием случайного процесса $x(p_i, t)$,

удовлетворяющего уравнению (2.4), является функция $f(p_i, x_0, t)$ плотности вероятности распределения времени первого достижения случайным процессом заданной величины x_1 , которая является решением уравнения Понтрягина [74]:

$$\frac{\partial f}{\partial t} = k_1(p_i, x_0, t_0) \frac{\partial f}{\partial x_0} + \frac{1}{2} k_2(p_i, x_0, t_0) \frac{\partial^2 f}{\partial^2 x_0}, \quad (4.6)$$

с начальными и граничными условиями: $f(p_i, x, t_0) = \delta(t - t_0)$; $f(p_i, x_0, t) = \delta(x - x_0)$; $f(p_i, x_1, t) = \delta(x - x_1)$. Коэффициенты $k_1(p_i, x_0)$ и $k_2(p_i, x_0)$ в уравнении (2.5) определяются из уравнения движения (2.4) по известным формулам [74]:

$$k_1(p_i, x_0, t_0) = \lim_{\Delta t_0 \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t_0} [F(p_i, x, t) \Delta t + m_\varepsilon(t) \Delta t], \quad (4.7)$$

$$k_2(p_i, x_0, t_0) = \lim_{\Delta t_0 \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t_0} \iint_t K_\varepsilon(t_1, t_2) dt_1 dt_2,$$

где $K_\varepsilon(t_1, t_2)$ - корреляционная функция случайного возмущения $G\zeta(t)$. Для стационарного случайного возмущения типа белого шума с нулевым математическим ожиданием $m_\varepsilon(t) = 0$ и дисперсией $\sigma^2 = G$, функция $K_\varepsilon(t_1, t_2)$ - это дельта - функция $\delta(\tau)$, где $\tau = t_2 - t_1$.

Для задач диагностики и оценки технического состояния уравнение (4.6) дает следующий важный результат. Изменение какого-либо параметра или зарождение дефекта - это отклонение δp_k структурного параметра механизма от исходного значения, которое влечет за собой изменение коэффициентов $k_1(p_i, x_0)$ и $k_2(p_i, x_0)$ в уравнении (4.6), и как следствие, меняет функцию $f(p_i, t)$. Изменение функции - внешний признак зарождения дефекта. Каждое отклонение δp_k характерным образом влияет на функцию $f(p_i, x_0, t)$. Таким образом, каждому состоянию динамической системы (каждому дефекту) соответствует своя функция $f(p_i, t)$, что позволяет распознавать различные состояния.

Математическую модель формирования случайной составляющей

интервала времени t_{cl} представим следующим образом:

$$t = t_0 + t_{cl}, \quad (4.8)$$

где t_0 —математическое ожидание статистического массива величин интервалов времени движения от точки x_0 до x_1 при многократном воспроизведении эксперимента. В совокупном статистическом массиве экспериментальных данных $\{t-t_0\}$ содержится достаточная информация о текущем состоянии механизма. По массиву данных $\{t-t_0\}$ строится гистограмма распределения плотности вероятности времени достижения координатой $x(t)$ заданной точки x_1 . Диагностирование и локализация 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. 4.8), который многократно совершает однотипные движения из одного крайнего положения в другое.

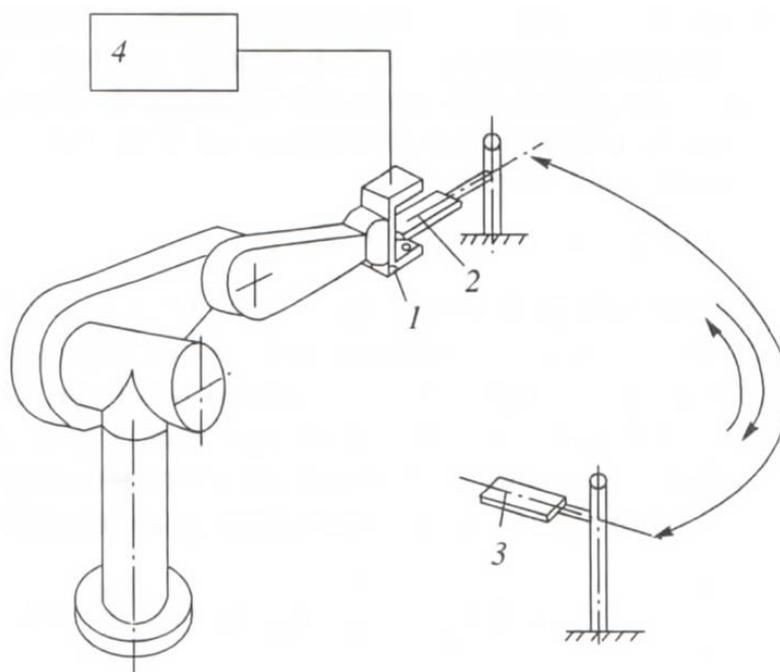


Рис. 4.8 Схема измерения интервалов времени

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 Рис. 4.9.

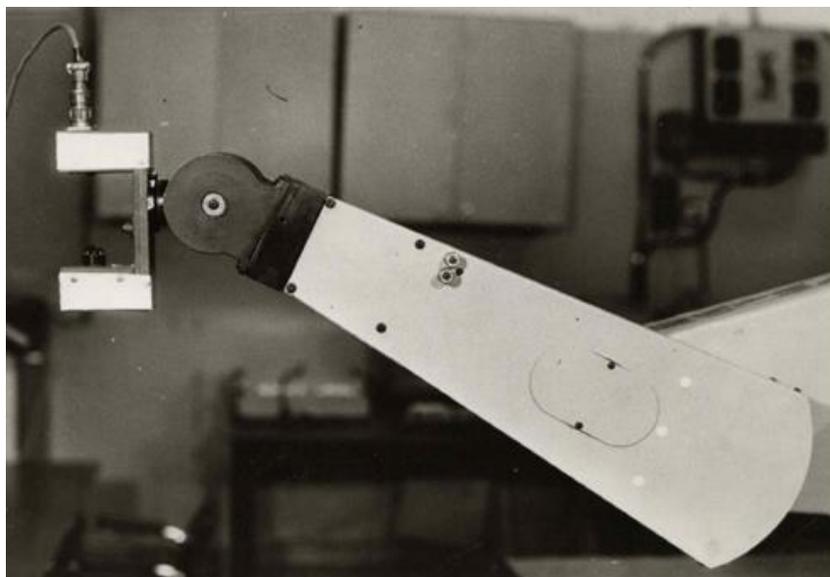


Рис. 4.9 Схема крепления датчика

Предлагаемый метод диагностики экспериментально проверялся на поворотном столе с червячным редуктором, который соединён с электродвигателем муфтой. В механизм целенаправленно «внедряли» заранее известные дефекты, которые были связаны с качеством изготовления и сборки механизма, а также дефекты, возникновение которых связано с процессом эксплуатации. Так гистограмма на рисунке 4.10 а) соответствует исправному состоянию механизма, рисунок 4.10 б) – соответствует увеличенной силе трения в червячном зацеплении, на рисунке 4.10 в) – увеличен зазор в соединительной

муфте между редуктором и двигателем, на рисунке 4.10 г) – увеличен зазор в червячном зацеплении.

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

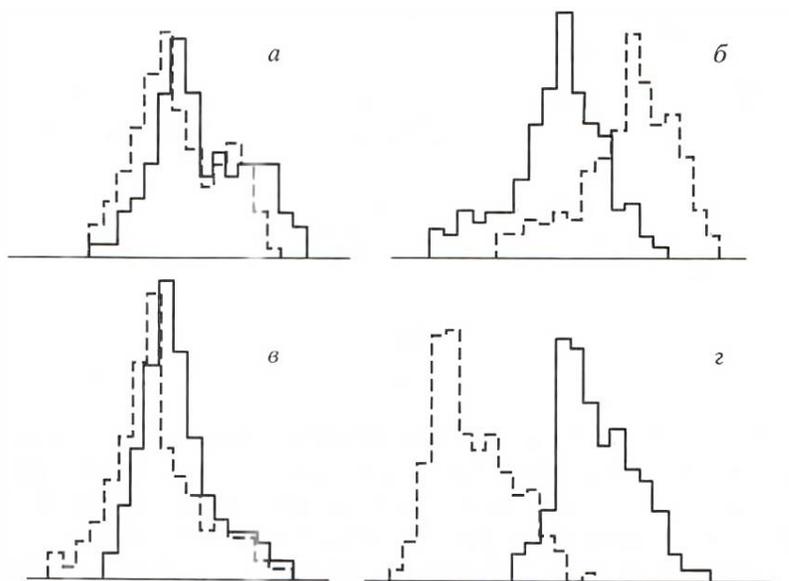


Рис. 4.10 Гистограммы, соответствующие состоянию механизма

Для проверки устойчивого соответствия форм гистограмм соответствующим состояниям механизма, эксперименты повторяли. Для этого заново воспроизводился закон движения и процесс измерения t . Пунктиром на рисунке 4.10 показаны гистограммы, полученные при повторном воспроизведении экспериментов. Близкое совпадение соответствующих гистограмм свидетельствует об устойчивом взаимном соответствии динамических свойств механизма и законов распределения для времени t . Таким образом, интервал времени, принимая конкретные числовые значения, позволяет определять техническое состояние механизма и проводить мониторинг в процессе работы механизма. Полученный результат свидетельствует о возможности повышения информативности экспериментальных данных при соответствующей организации эксперимента и математической обработке результатов.

Данный метод диагностики имеет более широкое применение и может эффективно применяться для превентивного обнаружения дефектов, связанных с затуплением режущего инструмента, в частности, стержневого инструмента [10, 38, 39, 44, 192]. Здесь предлагается использовать в качестве источника информации низкочастотные крутильные колебания, например сверла, под действием силы резания. Источником информации являются интервалы времени Δt_i поворота инструмента на некоторый постоянный угол $\Delta\varphi$ (Рис. 4.11).

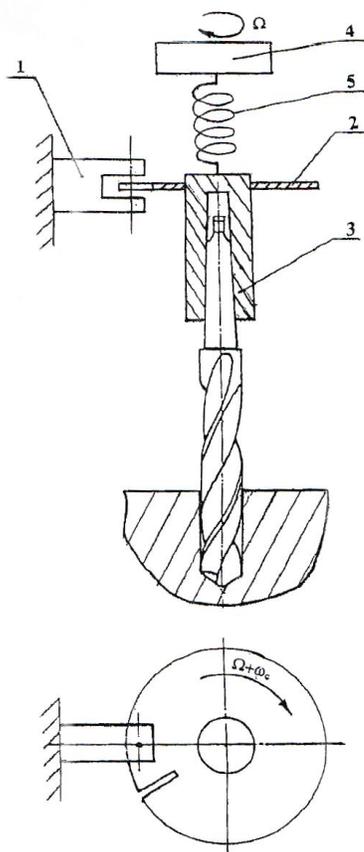


Рис. 4.11 Схема измерения времени фотоэлектрическим методом

В течение одного оборота инструмента интервалы Δt_i образуют упорядоченную последовательность — временной ряд. При многократных, последовательных измерениях значения этого многомерного вектора претерпевают случайные изменения, связанные с крутильными колебаниями сверла под действием крутящего момента от силы резания.

Случайный характер времени t обусловлен тем, что крутящий момент от силы резания складывается из детерминированной M_d и случайной M_c составляющих силы резания [140]. Случайная составляющая является источником силового шума и генерирует виброакустические волны и акустические эмиссии. От состояния инструмента, его износа, микротрещин и затупления непосредственно зависит спектральная плотность $S(\omega)$ случайной компоненты M_c [140]. Поскольку кинематическая цепь привода вращения инструмента обладает угловой податливостью, сверло и сопряженные и ним детали образуют крутильную колебательную систему, которая под действием момента M_c совершает вынужденные случайные колебания. В результате полная угловая скорость вращения сверла – это сумма детерминированной и случайной составляющих. Если Ω – детерминированная составляющая скорости вращения шпинделя, а $\omega_c(t)$ – случайная составляющая, то фактическая угловая скорость равна сумме: $\Omega + \omega_c(t)$. Тогда время поворота Δt_i сверла на угол $\Delta\varphi$ – величина случайная.

На рисунке 4.11 показана схема измерения времени t фотоэлектрическим методом. Измерительное устройство образуют фотоэлектрический выключатель конечного положения 1 и светопроницаемый диск 2 с отверстием, закрепленный жестко на шпинделе 3 станка, в котором крепится сверло. Шпиндель 3 связан с двигателем вращения 4 кинематической цепью 5, обладающей угловой жесткостью. Абсолютная погрешность измерения интервалов времени фотоэлектрическим методом составляет 10^{-7} секунды [148, 149]. Время обработки и занесения данных измерения в память составляют не более 10^{-9} секунды, что вполне достаточно для регистрации и анализа процессов с частотами не выше 10 кГц.

При наступлении этапа катастрофического износа сверла существенно меняется спектральный состав $S(\omega)$ компоненты M_c и резко возрастает колебательный характер силы резания. Если до этого этапа, в процессе

равномерного износа инструмента, последовательно измеряемые случайные величины образовали стационарную случайную последовательность $\{\Delta t_i\}$ ($i = 1, 2, 3, \dots, N$), то начало катастрофического износа характеризуется нарушением стационарности. Применяя в реальном масштабе времени известные статистические методы обнаружения нарушения стационарного режима для последовательности $\{\Delta t_i\}$, можно определить наступление опасного момента катастрофического износа и разрушения режущей кромки по мере поступления экспериментальных данных о времени Δt_i [186, 233, 234]. В математической постановке задача обнаружения момента нарушения свойства стационарности случайным процессом была впервые поставлена А.Н. Колмогоровым и решена его учеником А.Н. Ширяевым.

Точность постановки диагноза достигается за счет того, что измеряется параметр, непосредственно связанный с главным вращательным движением резания металла, а также за счет установки измерительного устройства непосредственно на инструмент. Этим существенно уменьшается маскирующий фон, создаваемый вибрациями деталей станка.

Преимущество способа состоит в простоте и низкой стоимости средств измерения.

В качестве устройства измерения интервалов времени целесообразно использовать таймер персонального компьютера, средствами которого одновременно ведется последовательный статистический анализ поступающих данных. Предлагаемый способ позволяет сразу получить данные в цифровом виде, что исключает дополнительные алгоритмы обработки и вторичную аппаратуру.

Резервом повышения оперативности постановки диагноза является учет чувствительности диагностических признаков к отклонениям структурных параметров механизма, а также анализ и учет частоты возникновения дефектов.

Например, каждый из дефектов дресселя скорости СК 952 поворотного стола с червячным редуктором одновременно проявляется в изменении следующих диагностических признаков:

- увеличении ускорения ε_{ϕ} планшайбы при фиксации;
- увеличении скорости ω_p реверса планшайбы;
- увеличении погрешности углового деления δ_{ψ} .

Для параметра δ_{ψ} техническими условиями на механизм установлено допустимое значение, равное 2 угловых секунды. Текущее значение величины погрешности δ_{ψ} определяется статистической обработкой результатов измерений. Для каждой позиции Z определяется среднее значение $\bar{\psi}_Z$ и среднеквадратичное отклонение σ_Z по формулам:

$$\bar{\Psi}_Z = \frac{1}{N} \sum_{l=1}^N \Psi_{Z,l}, \quad \sigma_Z = \sqrt{\frac{\sum (\Psi_{Z,l} - \bar{\Psi}_Z)^2}{N-1}},$$

где N – количество экспериментальных данных;

$\Psi_{Z,l}$ – результаты измерений.

Закон распределения случайной составляющей координаты конечного положения планшайбы принимается нормальным. В этом случае зона рассеивания случайных величин около среднего значения $\bar{\psi}_Z$ составляет $\pm 3\sigma$, при доверительной вероятности 0,9986. По расчетным значениям $\bar{\psi}_Z$ и σ_Z определялись наибольшее Δ^{\max} и наименьшее Δ^{\min} величины:

$$\Delta^{\max} = \bar{\psi}_{Z_i} + 3\sigma_{Z_i} \qquad \Delta^{\min} = \psi_{Z_j} - 3\sigma_{Z_j}$$

где Z_i и Z_j – номера позиций, в которых Δ принимает наибольшее и наименьшее значения. Тогда погрешность δ_{ψ} равна:

$$\delta_{\psi} = \Delta^{\max} - \Delta^{\min}.$$

Однако трудоемкость измерения параметров ε_{ϕ} и δ_{ψ} неодинакова. В условиях производства, когда на планшайбе поворотного стола установлены

приспособления, измерение погрешности δ_ψ значительно осложнено и более простым, и менее трудоемким является измерение ускорения ε_ϕ ,

Необходимо отметить, что параметры ε_ϕ , δ_ψ , а так же ω_p не позволяют разделять дефекты дросселя СК 952, а могут свидетельствовать лишь об их наличии. Это связано с тем, что как дефект обратного клапана, так и дефекты резиновых уплотнений и диафрагмы, одинаково приводят к увеличению ε_ϕ , δ_ψ , а также ω_p . Таким образом, эти дефекты не различимы по указанному комплексу признаков.

Однако указанные дефекты наблюдаются с разной частотой проявления. Наиболее распространенными и частыми из них является дефект обратного клапана, затем дефект резиновых уплотнений, и редко наблюдается дефект размера диаметров отверстий диафрагмы (п. 3.1). Указанные сведения позволяют организовать последовательность проверок для определения конкретного дефекта дросселя СК 952 в тех случаях, если параметры ε_ϕ , или ω_p свидетельствуют о недостаточной его герметичности. Проверки начинаются с контроля технического состояния (или замены) обратного клапана, как наиболее вероятного элемента, подверженного дефекту. Такая организация диагностирования, основанная на учете частоты возникновения дефектов, позволила сократить трудоёмкость локализации дефекта и исключить ненужные операции разборки и сборки.

Дефекты дросселя СК 952 приводят также к возникновению аварийной ситуации - заклиниванию червячного зацепления. Однако, как показали исследования на математической модели (п. 3.2), причинами заклинивания являются наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости α , повышенное давление p_n в гидросистеме (p_n выше 4 МПа), не соответствие жесткости C_3 узла фиксации допустимым значениям. Особенность перечисленных дефектов состоит в том, что они так же не различимы по параметрам ε_ϕ , и ω_p , так как они одинаково сказываются на изменениях указанных параметров: приводят к их

увеличению. Однако, давление p_n в гидросистеме может непосредственно контролироваться по показаниям манометра, имеющегося на панели гидростанции. Жесткость C_3 может быть определена в результате статистических испытаний. Относительно оставшихся двух параметров, связанных с недостаточной герметичностью дросселя СК 952, а также с повышенным содержанием воздуха в рабочей жидкости, установлена неодинаковая частота их возникновения. Наиболее частой причиной заклинивания являются дефекты дросселя СК 952.

Заклинивание редуктора является аварийной ситуацией и задачей диагностики являлось не только определение причин ее возникновения, но и предупреждение самой аварии. Для этого необходим наиболее чувствительный к данному дефекту диагностический признак.

Задача сводится к оценке чувствительности ω_p и ε_ϕ , к изменениям следующих структурных параметров:

- объема нерастворенного воздуха в рабочей жидкости α ;
- коэффициента гидравлического сопротивления K дросселя СК 952.

Для этого определена зависимость ω_p и ε_ϕ , от указанных структурных параметров в виде линейных форм:

$$\varepsilon_\phi = H_{11} \cdot \alpha + H_{12} \cdot K + H_{13}, \quad (4.9)$$

$$\omega_p = H_{21} \cdot \alpha + H_{22} \cdot K + H_{23}.$$

Величины H_{ij} ($i = 1, 2, j = 1, 2, 3$) – коэффициенты чувствительности диагностических признаков, которые подлежат определению.

Задача решалась на основе математического моделирования. Для этого использовалась разработанная в п. 3.1.6 математическая модель, которая описывает движение планшайбы на этапах реверса и фиксации. Ее решениями являются, наряду с функциями $p_1(t)$, $p_2(t)$, $R(t)$ так же и $\omega(t) = \dot{\psi}(t)i$ и $\varepsilon(t) = \ddot{\psi}(t)i$.

Максимальная величина $\ddot{\psi}_{\max} i_1$ при фиксации равна ускорению ε_ϕ , а

установившееся значение скорости $\dot{\psi}_y \cdot i_1$ равно ω_p , (здесь i_1 – передаточное отношение редуктора).

Суть машинных экспериментов состояла в определении для каждой пары значений структурных параметров механизма K и α соответствующих величин ω_p и ε_ϕ диагностических признаков. Затем результаты расчетов аппроксимировались линейными функциями (4.9). В процессе проведения вычислительных экспериментов кроме α и K варьировались еще шесть параметров: $C_1, C_2, C_3, p_n, m_3, F$. Сетка эксперимента определялась на основе ПЛП последовательности.

Аппроксимация зависимостей ω_p и ε_ϕ , от α и K в виде линейных функций выполнена на основе метода наименьших квадратов. В таблице 4.1 приведены расчетные значения ε_ϕ , и ω_p для каждой пары значений α и K .

Таким образом, образована система 46 уравнений с тремя неизвестными. Можно говорить только о приближенном ее решении. В таблице 4.1 столбцы 2 и 3 образуют коэффициенты матрицы D системы, а столбцы 4 и 5 – векторы \bar{L}_i правых частей системы ($i = 1, 2$).

Решение системы относительно векторов коэффициентов имеет вид:

$$\bar{H}_i = (D^T \cdot D)^{-1} \cdot D^T \cdot \bar{L}_i,$$

где D^T – транспонированная матрица.

Для того, чтобы иметь соизмеримые значения коэффициентов, не зависящие от абсолютных значений компонент вектора, проводилось нормирование элементов d_{ij} матрицы D и векторов \bar{L}_i ($i = 1, 2, \dots, 46$) по

формулам: $\hat{d}_{ji} = \frac{d_{ji} - d_i^{min}}{d_i^{max} - d_i^{min}}, \hat{l}_{ji} = \frac{l_j - l_i^{min}}{l_i^{max} - l_i^{min}}.$

В результате решения системы получены следующие зависимости:

$$\varepsilon_\phi = 0,724 \cdot \alpha + 0,029 \cdot K + 0,035, \quad \omega_p = 0,547 \cdot \alpha + 0,0086 \cdot K + 0,144$$

Таблица 4.1

№ ЭКСП.	K	α	$\varepsilon_\phi(\bar{L}_1)$	$\omega_p(\bar{L}_2)$	№ ЭКСП.	K	α	$\varepsilon_\phi(\bar{L}_1)$	$\omega_p(\bar{L}_2)$
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1	0,406	0,144	91	0,31	24	0,581	0,056	114	0,36
2	0,756	0,094	12	0,09	25	0,231	0,069	110	0,36
3	0,231	0,119	69	0,30	26	0,581	0,119	101	0,35
4	0,581	0,069	19	0,05	27	0,406	0,094	24	0,20
5	0,144	0,131	65	0,32	28	0,756	0,144	59	0,31
6	0,494	0,081	19	0,05	29	0,669	0,106	13	0,05
7	0,319	0,106	52	0,31	30	0,319	0,056	23	0,10
8	0,669	0,056	17	0,06	31	0,494	0,131	109	0,35
9	0,581	0,081	19	0,09	32	0,144	0,081	42	0,23
10	0,231	0,131	77	0,30	33	0,494	0,056	20	0,07
11	0,756	0,406	17	0,05	34	0,144	0,106	45	0,24
12	0,406	0,056	18	0,07	35	0,319	0,081	37	0,20
13	0,144	0,119	78	0,32	36	0,669	0,131	124	0,30
14	0,494	0,069	19	0,07	37	0,756	0,069	13	0,04
15	0,319	0,094	39	0,20	38	0,406	0,119	63	0,28
16	0,669	0,144	140	0,34	39	0,231	0,094	57	0,30
17	0,494	0,144	113	0,32	40	0,581	0,144	80	0,31
18	0,144	0,094	51	0,28	41	0,144	0,081	80	0,31
19	0,319	0,069	32	0,13	42	0,494	0,131	101	0,30
20	0,669	0,119	26	0,25	43	0,669	0,106	6	0,03
21	0,756	0,081	10	0,04	44	0,319	0,056	24	0,09
22	0,406	0,131	126	0,32	45	0,581	0,119	47	0,28
23	0,231	0,106	47	0,34	46	0,231	0,069	31	0,20

Коэффициенты чувствительности равны:

$$\left| \frac{\partial \varepsilon_\phi}{\partial K} \right| = 0,029, \quad \left| \frac{\partial \varepsilon_\phi}{\partial \alpha} \right| = 0,724, \quad \left| \frac{\partial \omega_p}{\partial K} \right| = 0,0086, \quad \left| \frac{\partial \omega_p}{\partial \alpha} \right| = 0,547.$$

Таким образом установлено, что наиболее «чувствительным» признаком к изменениям структурных параметров K и α является максимальное ускорение ε_ϕ , планшайбы при фиксации. Следовательно, контроль дефектов дросселя СК 952, а так же контроль наличия нерастворенного воздуха следует проводить по параметру ε_ϕ , который принимается за диагностический признак.

Результаты моделирования позволили установить наибольшую величину диагностического признака ε_ϕ , при которой не происходит заклинивание червячного зацепления. Она составляет 22 рад/с^2 . Однако, требованиями технических условий установлена меньшая допустимая величина ε_ϕ , равная 4 рад/с^2 , которая и принимается за допустимое значение.

Таким образом, диагностическими признаками для распознавания дефектов поворотных столов с червячным редуктором являются: $T_u, t_3, t_p, t_T, \omega_y, \varepsilon_T, \varepsilon_\phi, p_n, p_1, p_2, \Delta p, p_{\text{раз}}$ (Рис. 4.12).

Допустимые значения диагностических признаков следующие:

$t_3 = 0.4 \text{ с.}$ и регламентируется ТУ; t_p определяется в зависимости от инертных масс, установленных на механизм, устанавливается по результатам натурных и вычислительных экспериментов; $t_T = 0.9 \text{ с.}$ (величина регламентируется на основе опытных данных); ω_y определяется требованиями технологического процесса; ε_T определяется расчетом в зависимости от инертных масс, установленных на механизм; ε_ϕ не более 3 рад/с^2 , и регламентируется нормами ТУ; $p_n = 3.5 \div 4 \text{ МПа}$, регламентируется нормами ТУ; $p_1 \leq 2 \text{ МПа}$, регламентируется на основе опытных данных; $p_2 \leq 0.8 \text{ МПа}$, устанавливается на основе опытных данных; $\Delta p \leq 1.2 \text{ МПа}$, устанавливается на основе опытных данных; $\delta\psi \leq 13$ угловых секунд, регламентируется нормами ТУ.

Для определения текущих значений диагностических признаков необходимо измерять следующие параметры: $\omega(t)$, $\varepsilon(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_{раз}$, Ψ .

Алгоритм последовательных действий процедуры диагностирования можно представить в виде структурной схемы (Рис. 4.12).

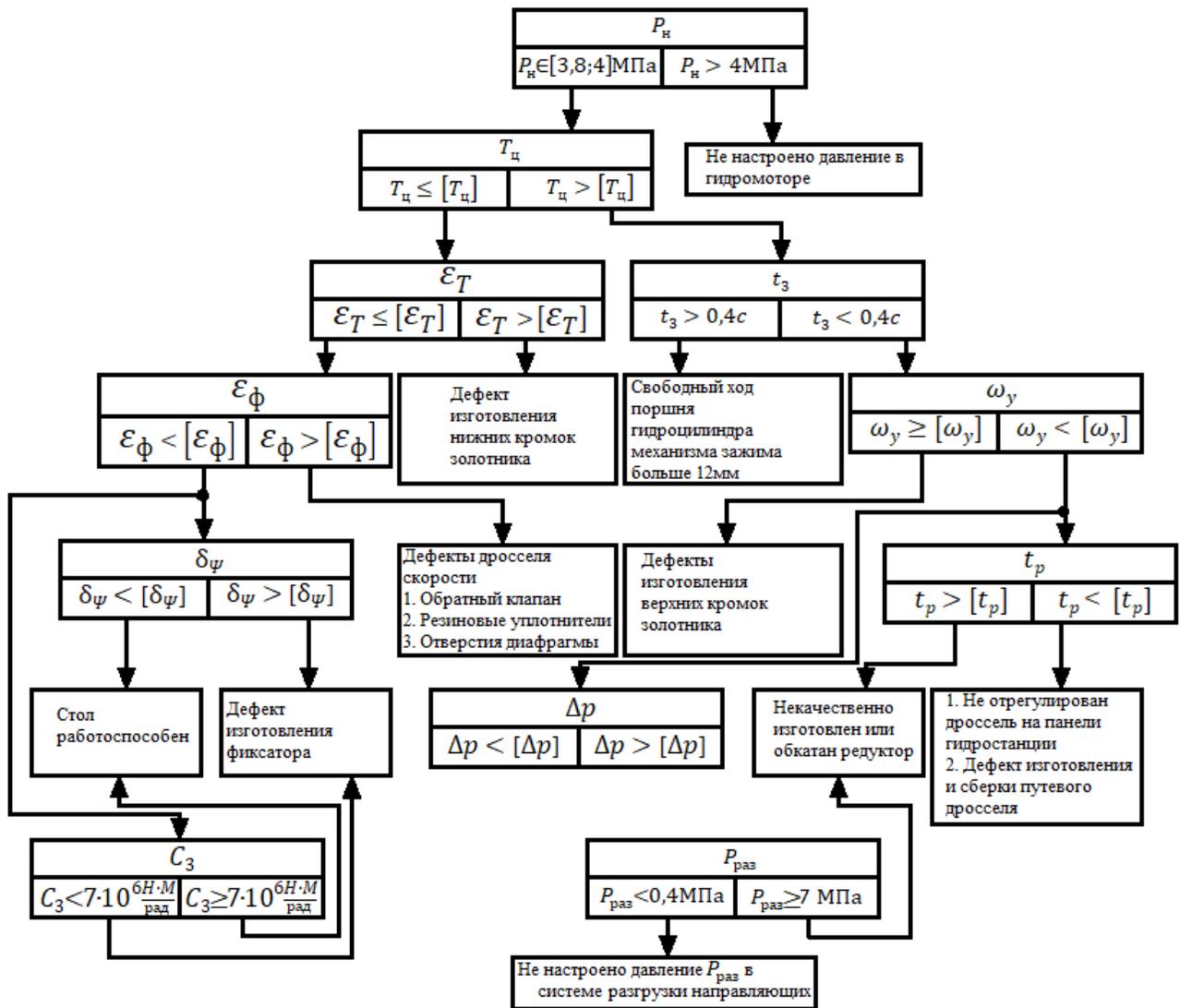


Рис. 4.12 Алгоритм процедуры диагностирования

Выполняя периодически диагностирование, предусмотренное структурной схемой (Рис. 4.12) на этапе переналадки и настройки механизма на очередной технологический процесс проверяется:

-текущее техническое состояние механизма;

- соответствие функциональных характеристик механизма требованиям технологического процесса;

- возможность дальнейшей эксплуатации механизма или необходимо проведение ремонтных и регулировочных работ.

Так можно обеспечить поддержание работоспособного состояния переналаживаемого механизма, его функциональных параметров и увеличить ресурс его безаварийной эксплуатации. Мероприятия по оценке технического состояния и диагностики механизма показаны на следующей схеме (Рис. 4.13)

Оценка текущего технического состояния механизма методами оперативной диагностики	
Этапы выполняемых работ	Применяемые методы
1. Определение комплекса диагностических параметров.	Математическое моделирование работы механизма, экспериментальные исследования механизма, анализ накопленного опыта экспериментальных исследований аналогичных конструкций механизмов.
2. Распознавание дефектов, возникших в процессе эксплуатации.	Сравнение реальных диагностических сигналов с «эталонными», фазохронометрический метод, методы анализа виброакустических сигналов.
3. Устранение неисправностей.	Модульная замена неисправных узлов и деталей, ремонт и регулировка.



Определение соответствия функциональных параметров механизма требованиям технологического процесса.	
Этапы выполняемых работ	Применяемые методы
1. Определение максимально допустимых нагрузок на детали	Математическое моделирование динамических процессов, расчетные

механизма	методы на прочность, экспериментальные исследования механизма.
2. Определение инерционных характеристик деталей механизма	Хронометрический метод оценки масс, координат центра масс и моментов инерции деталей механизма.
3. Определение максимально допустимых скоростей и ускорений движения механизма	Расчетные методы и методы математического моделирования.
4. Определение быстроходности механизма или длительности цикла работы механизма	Математическое моделирование, экспериментальные исследования.
5. Определение параметров точности механизма	Расчетные и экспериментальные методы.

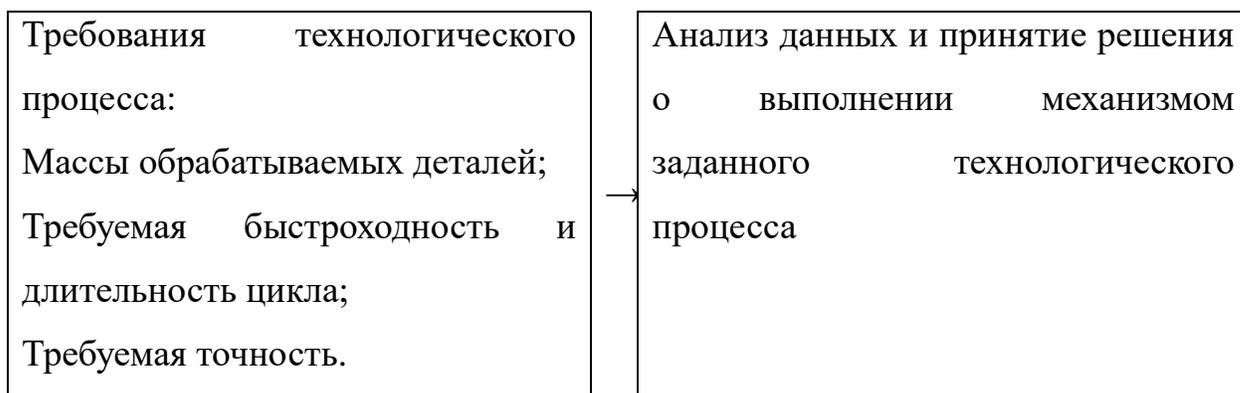


Рис. 4.13 Комплекс мероприятий по оценке технического состояния механизма

Выводы.

1. Контроль регламентированных ТУ параметров, совместно с дополнительными диагностическими параметрами позволяет на ранних стадиях локализовать развитие скрытых дефектов.

2. Периодическое диагностирование на этапах переналадки и настройки механизма на очередной технологический процесс позволяет исключить значительные экономические затраты на ремонт аварийных состояний механизмов.

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 влияющих на быстроходность устройств, воздействуя на которые можно регулировать быстроходность механизма.

4. Применение блок-схемы структурно-следственных связей дает возможность установить соответствие между структурными параметрами и диагностическими признаками.

Глава 5. Метод определения инерционных характеристик деталей машин.

Смена технологического процесса связана с изменением обрабатываемых деталей и их инерционных характеристик: масс, координат центров масс и моментов инерции. Переналадка механизма состоит в установке новых деталей и задании механизму нового закона движения. Для обоснованного определения закона движения механизма с установленными инертными массами, необходимо знать фактические инерционные характеристики установленных деталей и приспособлений с учетом геометрии их расположения на исполнительном звене механизма. Инертные силы подвижных масс должны удовлетворять условиям нагрузочной способности механизма, допустимым динамическим нагрузкам на детали механизма.

Для оценки указанных характеристик разработан метод экспериментального определения, в основе которого лежит известный технологический прием, применяемый при балансировке – метод пробных грузов. Однако данный известный метод позволяет определить лишь величину и положение уравновешивающего дисбаланса, т.е. величину произведения некоторой уравновешивающей массы на радиус – вектор её положения относительно оси вращения. При этом остаются неизвестными величина массы m самого ротора и радиус–вектор \mathbf{r} положения центра масс ротора относительно оси вращения.

Возможности метода пробных грузов могут быть значительно расширены, если его дополнить новыми технологическими операциями, изменив при этом схему проведения экспериментальных испытаний и систему измерений. Предлагаемый модифицированный метод пробных грузов позволяет определять массу и координаты центра масс детали, а также все компоненты тензора инерции детали на одном испытательном стенде, без переустановки исследуемой детали, т.е. смены измерительных баз.

Предлагается проводить испытания в поле центробежных сил, где координаты центра масс детали точно совпадают с координатами «центра тяжести», т.е. с координатами точки приложения равнодействующей центробежных сил [78]. В гравитационном поле земли указанные координаты, как известно, совпадают приближенно.

Предварительно, рассмотрим новый хронометрический метод определения величины и положения дисбаланса ротора – метод балансировки [17, 22, 23, 67, 191], где рассматривается измерительная система и её возможности.

5.1. Метод балансировки.

В разработанном методе новым является источник информации. Измеряют три последовательных интервала времени, дающие в сумме время одного оборота ротора.

Здесь используется свойство сложного плоскопараллельного движения твердого тела вокруг неподвижной оси, состоящего одновременно, из поступательного и вращательного движений. Участвуя в таком движении, отдельные углы поворота твердого тела всегда дают в сумме полный оборот, но каждый отклоняется от своей номинальной величины, в зависимости от смещения тела относительно оси вращения. Из-за смещения оси вращения ротора под действием переносной силы инерции, углы поворота, а следовательно, и интервалы времени поворота на эти углы, отклоняются от нормативных величин. В этих отклонениях содержится полная информация о величине и координатах положения дисбаланса. Для выполнения операции балансировки синтезирован механизм стенда (Рис. 5.1). Схема проведения экспериментальных испытаний следующая. Ротор 1 на оси 2 закреплён в опорах качения на

платформе 3. Платформа установлена 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. Это позволяет передавать движение от двигателя к ротору, не внося кинематических погрешностей по углу поворота.

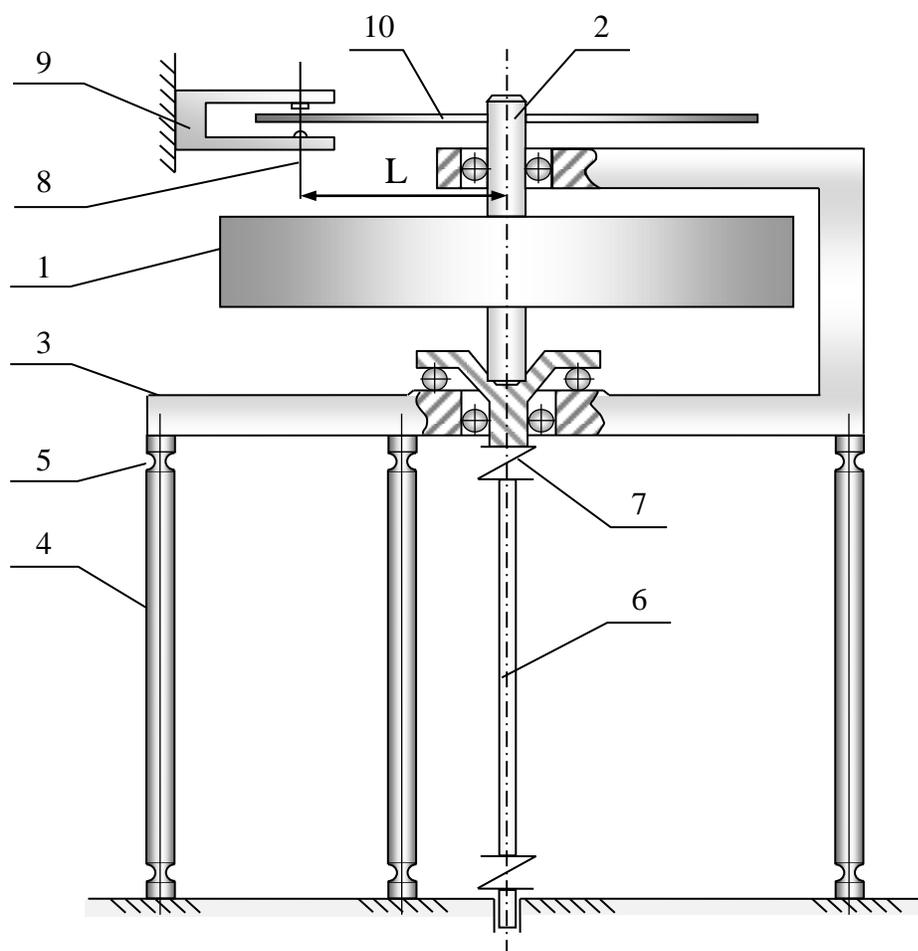


Рис. 5.1 Механизм испытательного стенда и измерительная система

Как известно, при смещении оси ротора от оси двигателя двойная карданная передача не вносит кинематической погрешности по углу поворота.

Измерительная система стенда состоит из фотоэлектрического конечного

выключателя 9, оптически прозрачного диска 10, закреплённого на оси 2. На диск нанесены светонепроницаемые взаимно ортогональные оси ξ_1 и η_1 (Рис. 5.2), образующие подвижную систему координат.

Интервалы времени регистрируются таймером в результате пересечения оптической оси 8 фотоэлектрического конечного выключателя 9 светонепроницаемыми осями $\xi_1\eta_1$, расположенными на прозрачном диске 10 (Рис. 5.1). Факт прерывания светового потока, который регистрируется конечным выключателем 9, является сигналом начала счёта интервала времени. Повторное пересечение – команда на остановку счёта и одновременно команда на новый счёт. В результате формируются три последовательных интервала времени Δt_j ($j = 1,2,3$). Их сумма равна времени полного оборота ротора и можно определить угловую скорость Ω вращения ротора. Такой приём определения углов показал высокую его эффективность в перспективных фазо-хронометрических методах диагностики [147-149, 179]. По интервалам времени рассчитываются углы ψ_j поворота ротора, на которые он успевает повернуться между последовательными пересечениями оптической оси 8 осями подвижной системы $W\xi_1\eta_1$. Три угла содержат информацию о величине и положении дисбаланса ротора.

Для анализа динамики колебательной системы построим её математическую модель. Пусть центр масс ротора S имеет эксцентриситет $WS = R$ относительно центра W оси 2 (Рис. 5.2).

Начало координат неподвижной системы OX_0Y_0 совпадает с положением оси ротора при отсутствии движения.

Введём обобщенные координаты для колебательной системы: x , y – положение центра W оси ротора; φ – угол поворота ротора. Пусть m_1 – масса платформы; m_2 , I – масса и момент инерции ротора относительно центра S . Координаты центра масс равны: $x_s = x + R \cos \varphi$; $y_s = y + R \sin \varphi$.

Начало координат неподвижной системы OX_0Y_0 совпадает с положением оси ротора при отсутствии движения.

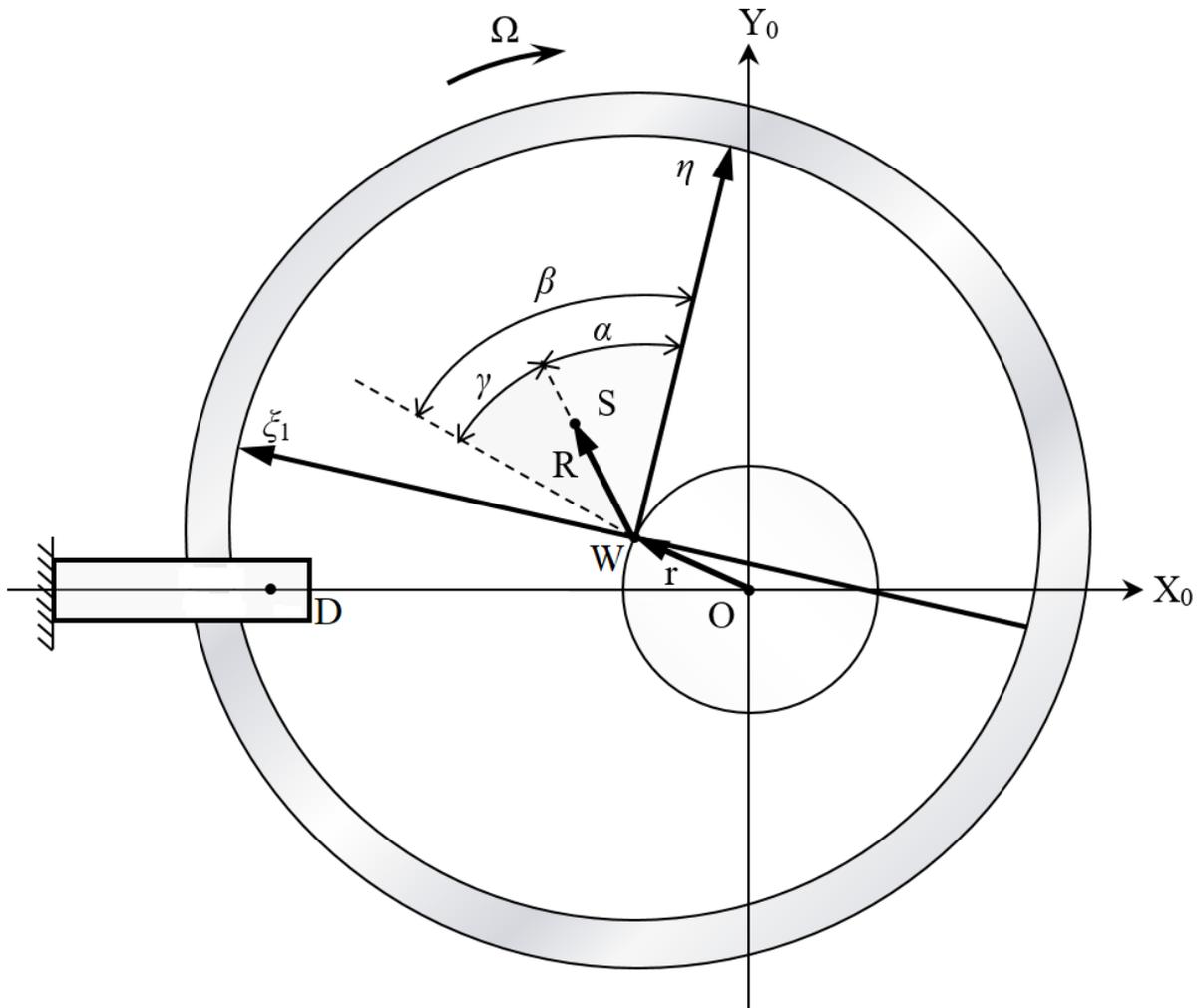


Рис. 5.2 Измерительная система механизма стенда

Кинетическая T и потенциальная Π энергии колебательной системы имеют вид:

$$T = \frac{m_1}{2} \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right) + \frac{m_2}{2} \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 - 2\dot{x}\dot{\phi}R \sin \phi + 2\dot{y}\dot{\phi}R \cos \phi + R^2 \dot{\phi}^2 \right) + \frac{I}{2} \dot{\phi}^2; \quad (5.1)$$

$$\Pi = c(x^2 + y^2)/2. \quad (5.2)$$

Движение платформы и ротора сопровождается рассеиванием энергии на трение. Соответствующая диссипативная функция Φ равна:

$$\Phi = \frac{1}{2}\mu(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2}\nu\dot{\varphi}^2 \quad (5.3)$$

где μ и ν – приведенные к оси ротора коэффициенты сопротивления движению платформы и ротора соответственно.

Пусть $M(\dot{\varphi})$ – момент двигателя, сообщаемый ротору. Подставляя выражения (5.1) - (5.3) в уравнение Лагранжа, получим систему нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{x} + \mu\dot{x} + cx - m_2\varepsilon\ddot{\varphi}\sin\varphi - m_2\varepsilon\dot{\varphi}^2\cos\varphi &= 0 \\ (m_1 + m_2)\ddot{y} + \mu\dot{y} + cy + m_2\varepsilon\ddot{\varphi}\cos\varphi - m_2\varepsilon\dot{\varphi}^2\sin\varphi &= 0 \\ (I + \varepsilon^2m_2)\ddot{\varphi} = M(\dot{\varphi}) - \nu\dot{\varphi} - m_2\varepsilon(\ddot{y}\cos\varphi - \ddot{x}\sin\varphi) \end{aligned} \quad (5.4)$$

Предлагаемый хронометрический метод основан на измерении трёх последовательных интервалов времени Δt_j ($j = 1, 2, 3$) в установившемся режиме вращения ротора. В этом режиме избыточный момент двигателя в правой части последнего уравнения (5.4) является пренебрежимо малой величиной, т.е. $\ddot{\varphi} = 0$, $\dot{\varphi} = \Omega$, $\varphi = \Omega t$ [134]. Тогда первые два уравнения в (5.4) будут линейными, и принимают вид:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \frac{\mu\dot{x}}{m_1 + m_2} + \frac{cx}{m_1 + m_2} &= \frac{m_2}{m_1 + m_2}\varepsilon\Omega^2\cos\Omega t \\ \ddot{y} + \frac{\mu\dot{y}}{m_1 + m_2} + \frac{cy}{m_1 + m_2} &= \frac{m_2}{m_1 + m_2}\varepsilon\Omega^2\sin\Omega t \end{aligned} \quad (5.5)$$

Перейдём из подвижной системы координат $O\xi\eta$, вращающейся вместе с ротором, к неподвижной Ox_0y_0 , с началом в точке O :

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\Omega t & -\sin\Omega t \\ \sin\Omega t & \cos\Omega t \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \xi \\ \eta \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

Если через \mathbf{r} обозначить комплексную величину $\mathbf{r} = \xi + i\eta$, то из (5.6) следует равенство: $x + iy = \mathbf{r}e^{i\Omega t}$, ($i^2 = -1$). Умножая второе уравнение (5.5) на i и складывая с первым, получим одно комплексное дифференциальное уравнение:

$$\ddot{\mathbf{r}} + \left(\frac{\mu}{m_1 + m_2} + 2i\Omega \right) \cdot \dot{\mathbf{r}} + \left((p^2 - \Omega^2) + i\Omega \frac{\mu}{m_1 + m_2} \right) \cdot \mathbf{r} = R\Omega^2 \frac{m_2}{m_1 + m_2} \quad (5.7)$$

где $p^2 = c/(m_1 + m_2)$ - квадрат собственной частоты консервативной системы.

Частное решение (5.7) определяет стационарное установившееся движение. Это будет постоянное смещение $|\mathbf{r}|$, отстающее по фазе на угол γ от \mathbf{R} :

$$|r| = \frac{m_2 \varepsilon \Omega^2}{c \sqrt{(1 - \Omega^2 / p^2)^2 + \mu^2 \Omega^2 / c^2}}, \quad \tan \gamma = \frac{-\mu \Omega}{c(1 - \Omega^2 / p^2)} \quad (5.8)$$

Особенность подвижной системы $W\xi_1\eta_1$ в её жесткой связи с осью 2. Начало координат этой системы движется по окружности радиуса $|r|$. Кроме того, она повернута на угол γ по отношению к подвижной системе $O\xi\eta$ и этот угол меняется с изменением Ω , как это следует из (5.8). При этом радиус – вектор \mathbf{R} в системе $W\xi_1\eta_1$ занимает всегда одно и тоже угловое положение α (Рис. 5.2), определяемое только взаимным расположением ротора 1 и диска 10. В результате в подвижной системе $W\xi_1\eta_1$ радиус – вектор \mathbf{R} постоянен, а \mathbf{r} меняет величину и угловое положение β в зависимости от Ω согласно выражениям (5.8). Определив интервалы Δt_j , находим угловую скорость Ω и углы поворота Ψ_j , ($j = 1, 2, 3$):

$$\Omega = \frac{2\pi}{\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3}; \Psi_j = \Delta t_j \cdot \Omega \quad (5.9)$$

Из-за смещения оси 2 на величину $|r|$ под действием переносной силы инерции, интервалы времени Δt_j отклоняются от своих номинальных значений π/Ω и $\pi/(2\Omega)$. Согласно формуле (5.9) отклоняются и углы Ψ_j от своих

нормативных значений $\pi, \pi/2$, соответствующих неподвижному положению оси (точка O). В этих отклонениях содержится информация о величине и положении дисбаланса. Фактические значения углов Ψ_j позволяют однозначно их определить. На рисунке 5.3 показаны положения подвижной системы $W\xi_1\eta_1$, соответствующие углам поворота Ψ_j . Угол β и величина $|r|$ неизвестны. Их требуется определить. Оптическая ось датчика - точка D в неподвижной системе Ox_0y_0 имеет координаты $(0, L)$. Зная угол Ψ_1 , однозначно определяется положение подвижной системы $W\xi_1\eta_1$ относительно неподвижной для первого и последующего моментов пересечения оптической оси D . Начало счета интервала Δt_1 соответствует углу поворота $\delta - \beta = \psi_1/2 - \pi/2$, где $\delta = \psi_1/2 + \beta - \pi/2$, а окончание счета - углу $\delta - \beta - \psi_1 = -(\psi_1/2 + \pi/2)$. В этот момент оптическая ось имеет координаты $(0, -\eta_{1D})$ в подвижной системе $W\xi_1\eta_1$. Ортогональное преобразование координат точки D из неподвижной системы в подвижную позволяет получить первое уравнение относительно модуля $|r| = r$ и β :

$$\begin{pmatrix} 0 \\ -\eta_{1D} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin \psi_1/2 & -\cos \psi_1/2 \\ \cos \psi_1/2 & -\sin \psi_1/2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r \sin(\psi_1/2 - \beta) \\ L + r \cos(\psi_1/2 - \beta) \end{pmatrix} \quad (5.10)$$

При дальнейшем повороте на угол ψ_2 ось ξ_1 пересечет точку D . В этот момент её координаты равны $(\xi_{1D}, 0)$, а соответствующее ортогональное преобразование имеет вид:

$$\begin{pmatrix} \xi_{1D} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin(\psi_1/2 + \psi_2) & -\cos(\psi_1/2 + \psi_2) \\ \cos(\psi_1/2 + \psi_2) & -\sin(\psi_1/2 + \psi_2) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r \sin(\psi_1/2 + \psi_2 - \beta) \\ L + r \cos(\psi_1/2 + \psi_2 - \beta) \end{pmatrix} \quad (5.11)$$

Матричное уравнение соответствует двум алгебраическим уравнениям, каждое из которых выражает теорему синусов в треугольнике OWD (фиг.5.3) и поэтому уравнения зависимы. Выбирается одно, с нулевой левой частью. В итоге два матричных уравнения (5.10) и (5.11) дают два уравнения относительно r и β :

Из формулы (5.13) следует, что расчетная величина модуля радиуса r зависит от величины расстояния L (Рис. 5.1), которая выбирается произвольно.

Докажем, что расчетная величина r по формуле (5.13) не зависит от выбранного значения L .

Действительно, угол ODW в треугольнике ODW равен $-(\pi/2 - \psi_1/2)$, а угол DWO равен $(\pi/2 + \beta)$. Согласно теореме синусов в треугольнике ΔODW должно

выполняться соотношение: $-\frac{\cos \frac{\psi_1}{2}}{r} = \frac{\cos \beta}{L}$ для любых значений L при одном и

том же r . В ΔODW_1 угол W_1DO равен $((\psi_1/2 + \psi_2) - \pi)$, а угол DW_1O равен $(\pi - \beta)$, и согласно теореме синусов, должно выполняться соотношение:

$-\frac{\sin(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2)}{r} = \frac{\sin \beta}{L}$, которое всегда верно для любого L при фиксированном r .

Но два полученных соотношения, фактически, являются уравнениями (5.12), из которых следует решение (5.13). Следовательно, при постоянном r и произвольно выбранном L , углы ψ_1 и ψ_2 будут принимать такие значения, чтобы всегда выполнялись равенства (5.13). Что и требовалось доказать.

Дальнейший алгоритм направлен на определение величины и положения уравновешивающей массы m_{np} , и повторяет уже известный метод пробных грузов. Так, если r_1 и β_1 - результаты исходной неуравновешенности ротора, а r_2 и β_2 - совместного действия с пробным грузом массой m_{np} , то вектор $r_{np} = r_2 - r_1$ соответствует воздействию только пробного груза, и определяется по теореме косинусов в векторном треугольнике r_1, r_2 и r_{np} :

$$|r_{np}| = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\beta_1 - \beta_2)} \quad (5.14)$$

В подвижной системе координат угол $(\beta_1 - \beta_2)$ между векторами r_1 и r_2 определяется только взаимным расположением исходной неуравновешенности

и пробного груза. Фазовое отставание γ для r_1 и для r_2 будет одним и тем же при неизменной Ω . Это следует из формулы (5.8). Поэтому разность $(\beta_1 - \beta_2)$ от γ не зависит. Фазовый угол θ , на который необходимо сместить уравнивающий груз относительно пробного, находится по теореме синусов в треугольнике векторов r_1 , r_2 и r_{np} :

$$\frac{\sin \theta}{|r_2|} = \frac{\sin(\beta_1 - \beta_2)}{|r_{np}|}, \quad (5.15)$$

Угол θ равен:

$$\theta = \arcsin \frac{|r_2|}{|r_{np}|} \sin(\beta_1 - \beta_2), \quad (5.16)$$

а масса уравнивающего груза m_{yp} определяется по формуле [Арт]:

$$m_{yp} = m_{пр} |r_1| / |r_{пр}|. \quad (5.17)$$

Предлагаемый метод основан на измерении только одного физического параметра – времени, что технологически выполняется значительно проще по сравнению с измерениями других физических параметров: перемещением, ускорением, скоростью. Кроме этого, время измеряется значительно точнее других физических параметров. Абсолютная максимальная погрешность измерения интервалов времени фотоэлектрическим методом составляет не более 10^{-7} с. [148].

Оценка чувствительности предлагаемой 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, приближенно, на 2 угловых секунды.

Оценка погрешности измерения углов хронометрическим методом с применением фотоэлектрического конечного выключателя дает следующие

результаты. Из формулы (3.1.9) следует, что $\Psi_j = 2\pi\Delta t_j/T_u = f(T_u, \Delta t_j)$ – функция двух аргументов. В линейном приближении погрешность $\delta\Psi_j$ зависит от погрешностей измерения δT_u и $\delta(\Delta t_j)$ следующим образом:

$$\delta\Psi_j = \frac{\partial f}{\partial T_u} \cdot \delta T_u + \frac{\partial f}{\partial(\Delta t_j)} \cdot \delta(\Delta t_j) = \Omega \left(-\frac{\Delta t_j}{T_u} \cdot \delta T_u + \delta t_j \right). \quad (5.18)$$

Если $\Omega = 60 \text{ c}^{-1}$, $\Delta t_j = 0.5T_u$, $\delta T_u = \delta(\Delta t_j) = 10^{-7} \text{ c}$, то $\delta\Psi_j = 0.7$ угловых секунд. Таким образом, абсолютная погрешность измерения углов фотоэлектрическим методом составляет не более 0.7 угловых секунды. Погрешность δr расчета радиуса r по формуле (5.13) в линейном приближении определяется по формуле:

$$\delta r = \frac{\partial r}{\partial \psi_1} \delta \psi_1 + \frac{\partial r}{\partial \psi_2} \delta \psi_2 = L \left(\frac{-\cos \frac{\psi_1}{2} \sin \frac{\psi_1}{2} + \sin(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2) \cos(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2)}{2\sqrt{\cos^2 \frac{\psi_1}{2} + \sin^2(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2)}} \delta \psi_1 + \right. \\ \left. + \frac{\sin(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2) \cos(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2)}{\sqrt{\cos^2 \frac{\psi_1}{2} + \sin^2(\frac{\psi_1}{2} + \psi_2)}} \delta \psi_2 \right). \quad (5.19)$$

Если L равно 100 мм, то абсолютная погрешность δr определения радиуса r составляет не более 0.1 мм. Реальная погрешность оценки уравновешивающей массы, с учетом погрешностей измерительной системы, составляет 0.5%, что вполне достаточно для инженерных расчетов.

Расчетные значения r и β по формуле (5.13) могут быть более точными, если уменьшить инструментальную погрешность измерительной системы станда, которая связана с технологическими погрешностями изготовления элементов измерительной системы [23]. Для этого, предварительно, уточняется угол между осями ξ_1 и η_1 подвижной системы координат. Реальные углы α_1 и α_2 между физическими осями всегда отличается от π и $\pi/2$. (Рис. 5.4). Искажение

угла может быть результатом технологических погрешностей изготовления физических осей подвижной системы $W\xi_1\eta_1$. Кроме этого, искажение угла может быть связано также с наличием радиального биения шарикоподшипника стэнда в опоре ротора (Рис. 5.1). Начало координат подвижной системы может быть уже изначально смещено на радиус биения подшипника, до начала процесса измерений. Уточнить углы α_i ($i=1,2$) между осями ξ_1 , η_1 и η_2 (Рис. 5.4) можно предварительно, хронометрическим методом. Для этого платформа 3 (Рис. 5.1) закрепляется неподвижно, а ротору сообщается постоянная скорость. В этом состоянии стэнда определяются углы α_1 и α_2 по формулам 5.9. Затем платформа освобождается, приобретает подвижность, и в этом состоянии уже определяются углы ψ_1 , ψ_2 и ψ_3 , которые в сумме всегда дают 2π радиан.

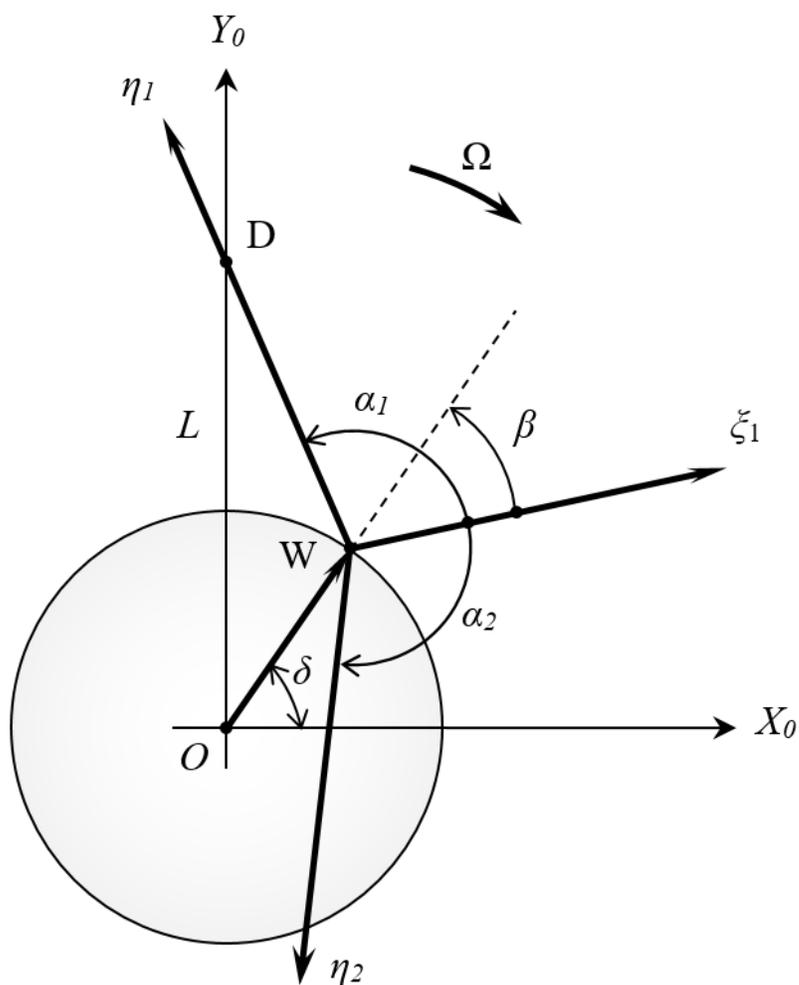


Рис. 5.4 Компенсация инструментальной погрешности

Для вывода формул расчета радиуса r и угла β в «косоугольной» системе координат вводится дополнительный угол δ . Он играет роль вспомогательной переменной. В треугольнике ODW угол DWO равен $(\pi - (\alpha_1 - \beta))$. Угол DOW равен $(\pi/2 - \delta)$, а угол ODW равен $-(\pi/2 + \beta - \delta - \alpha_1)$. Согласно теореме синусов, в треугольнике ODW верно следующее соотношение:

$$\frac{\sin(\pi + (\beta - \alpha_1))}{L} = \frac{\sin\left[-\left(\frac{\pi}{2} + (\beta - \delta - \alpha_1)\right)\right]}{r}.$$

Получено первое уравнение для неизвестных параметров r , β и δ . При последующих поворотах подвижной системы координат на углы ψ_1 и ψ_2 в треугольнике, образованном радиусом r , отрезком OD и отрезком WD, согласно теореме синусов, получим ещё два соотношения:

$$\frac{\cos(\delta - \psi_1 - \beta - \alpha_2)}{r} = \frac{\sin(\beta + \alpha_2)}{L}$$

$$\frac{\cos(\delta - \psi_1 - \psi_2 - \beta)}{r} = \frac{\sin \beta}{L}$$

В итоге, получена система трёх уравнений относительно трёх неизвестных r , β и δ , которая всегда может быть решена численными методами.

$$\frac{\sin(\beta - \alpha_1)}{L} = \frac{\cos[\beta - \delta - \alpha_1]}{r}$$

$$\frac{\cos(\delta - \psi_1 - \beta - \alpha_2)}{r} = \frac{\sin(\beta + \alpha_2)}{L}$$

$$\frac{\cos(\delta - \psi_1 - \psi_2 - \beta)}{r} = \frac{\sin \beta}{L} \tag{5.20}$$

Для определения массы ротора или массы исследуемой детали и координат центра масс детали метод пробных грузов модифицируется и дополняется следующими технологическими операциями.

5.2. Метод определения массы и координат центра масс детали.

Для определения массы детали M и координат центра масс детали, которые определяются радиус–вектором \mathbf{R} положения центра масс, предлагается пробному грузу и исследуемой детали задавать конечные фиксированные смещения на вращающейся платформе. Это дополнительные технологические операции, которые расширяют возможности известного метода пробных грузов [18, 45, 62, 194, 243]. Установленная в методе балансировки пропорциональная зависимость между вектором дисбаланса $\mathbf{d} = M \cdot \mathbf{R}$ и радиус-вектором \mathbf{r} смещения платформы $\lambda/d = \lambda/M \cdot R = /r/$ позволяет доопределить конкретные значения каждого из указанных сомножителей M и \mathbf{R} , если специальным образом менять вектор дисбаланса \mathbf{d} и регистрировать при этом соответствующий радиус r . Здесь λ – динамический коэффициент пропорциональности, определяемый свойствами стенда. Для выполнения указанных работ синтезирована схема испытательного стенда, показанная на рисунке 5.5.

Основу стенда составляет вращающаяся платформа 1, движение которой передаётся 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. Собственный центр масс каретки S_1 в исходном положении совпадает с осью вращения платформы. При этом масса каретки m известна и играет роль пробной массы. Смещение каретки от оси 2 и начала координат всегда может быть определено измерительным устройством (на рисунке не показано).

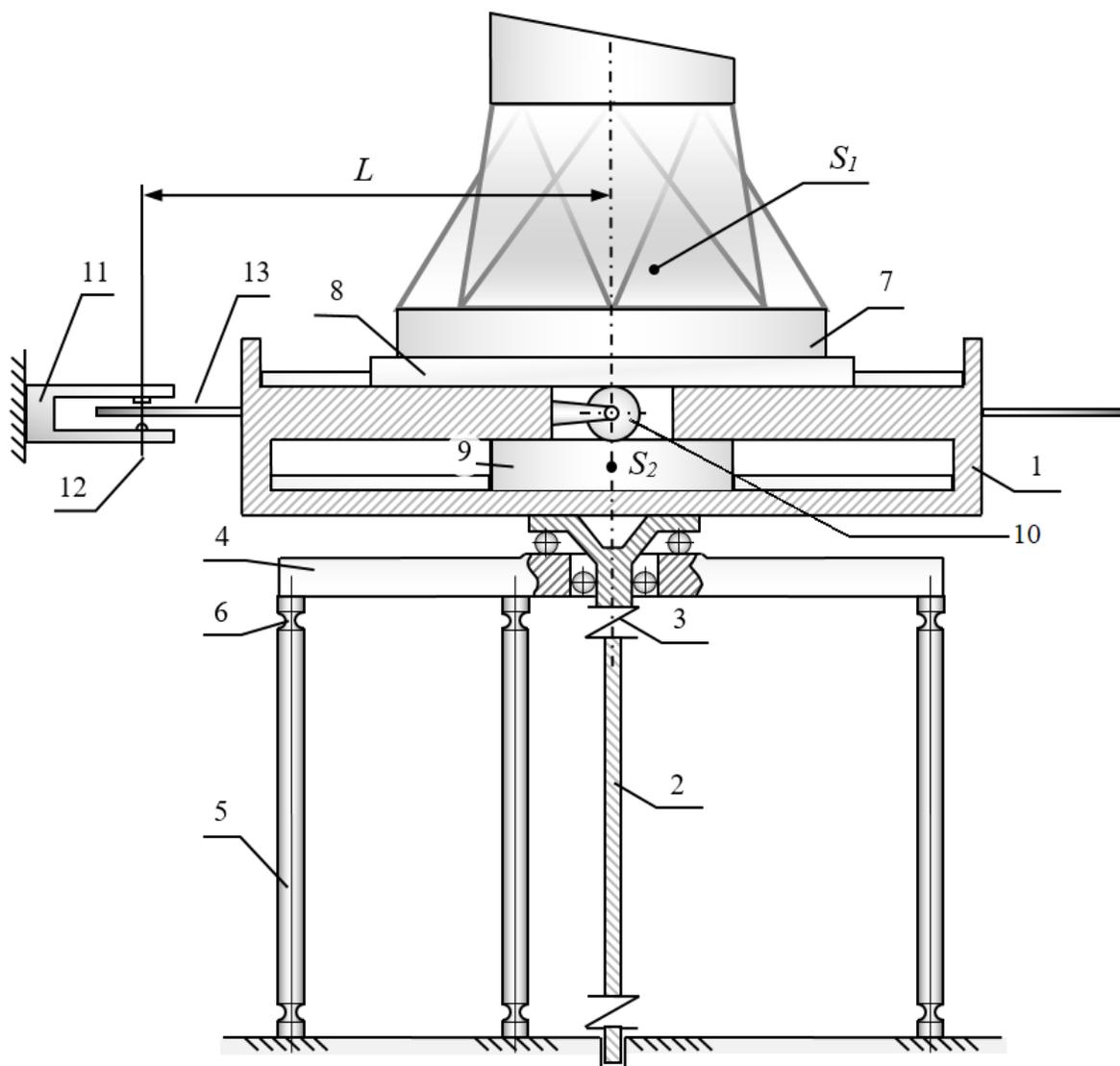


Рис. 5.5 Схема испытательного стенда

Под кареткой по аналогичным 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 W . 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 находятся в начале системы координат W и уравновешены. В этом положении каретки 8 и уравнивающей массы 9 неуравновешенность всей системы возможна только из-за смещения центра масс исследуемой детали 7.

Обозначим неизвестный радиус-вектор смещения центра масс детали как R_1 в координатах $W\xi_1\eta_1$, а M - неизвестная определяемая масса детали.

В предлагаемом методе применяется уже известная измерительная система, которая разработана для метода балансировки. 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. Диск жестко связан с платформой 1. Вращение платформы 1 с частотой Ω вызовет появление центробежной силы F_1 равной: $F_1 = \Omega^2 MR_1$. Измерительный процесс складывается из последовательного выполнения трёх технологических операций.

1. При вращении платформы под действием центробежной силы F_1 платформа 1 с основанием 4 смещаются на радиус-вектор r_1 . В подвижной системе координат $W\xi_1\eta_1$ его положение определяется углом β_1 (Рис. 5.6).

Фазовый угол γ отставания вектора r_1 от R_1 всегда постоянный при неизменных Ω и M (Рис. 5.2). Величина r_1 и угол β_1 определяются по трём интервалам времени в системе координат $W\xi_1\eta_1$ по известному уже алгоритму (формулы 5.13).

2. Каретка 8 с закреплённой на ней деталью 7 смещается на произвольный, но известный радиус-вектор k (Рис. 5.7), направление которого задано направляющими на платформе и совпадает с координатной осью η_1 (Рис. 5.6).

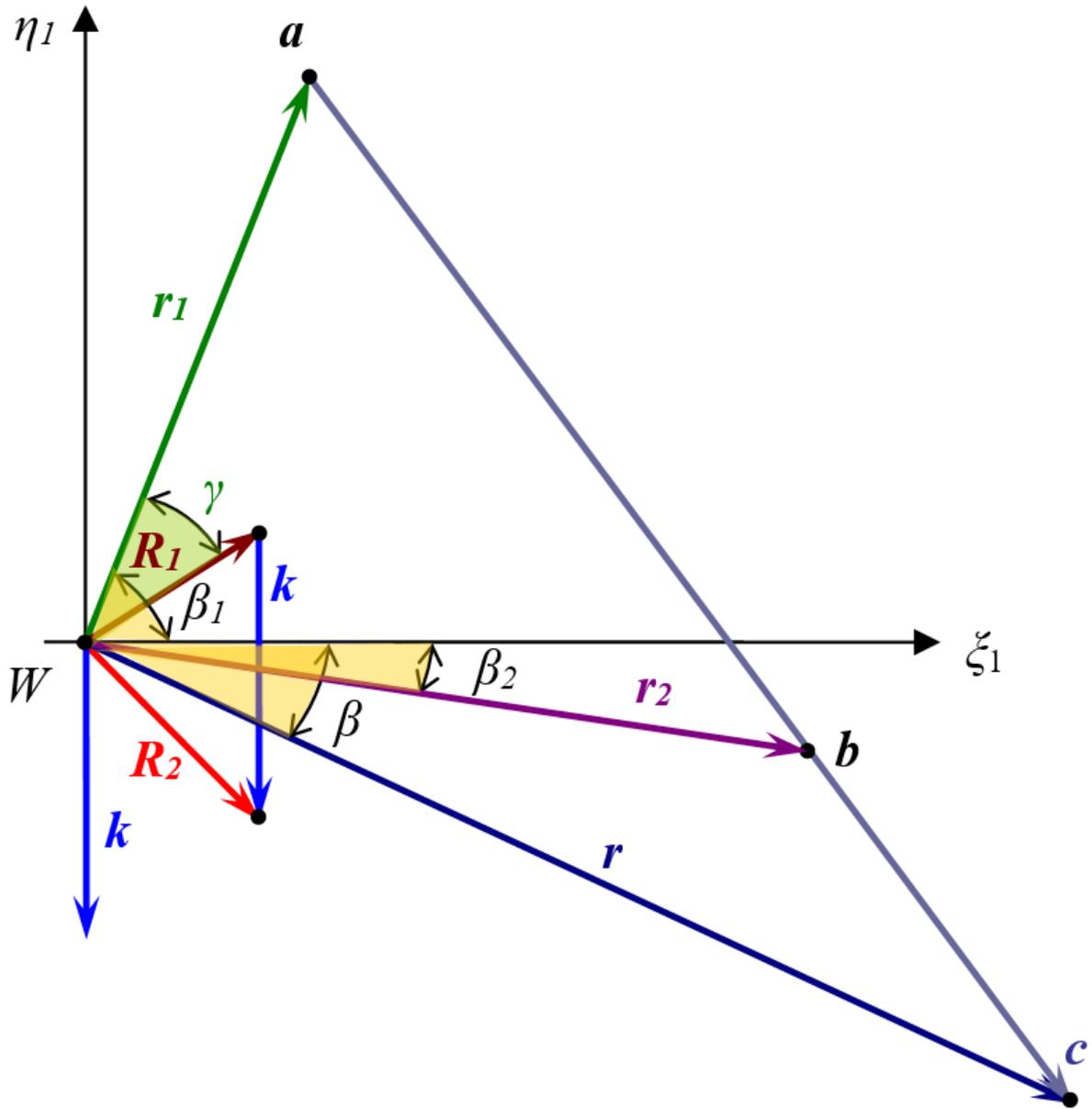


Рис. 5.6 Векторная диаграмма положения радиус-векторов в подвижной системе координат

Груз 9 перемещается при этом в противоположную сторону на величину k . Центр масс детали 7 занял новое положение, и радиус-вектор \mathbf{R}_2 положения центра масс равен $\mathbf{R}_2 = \mathbf{R}_1 + k$ (Рис. 5.6). Соответствующая центробежная сила F_2 равна:

$$F_2 = \Omega^2 M R_2. \quad (5.21)$$

Она вызовет смещение платформы на радиус-вектор r_2 с полярным углом β_2 . Эти координаты так же находятся по известным формулам.

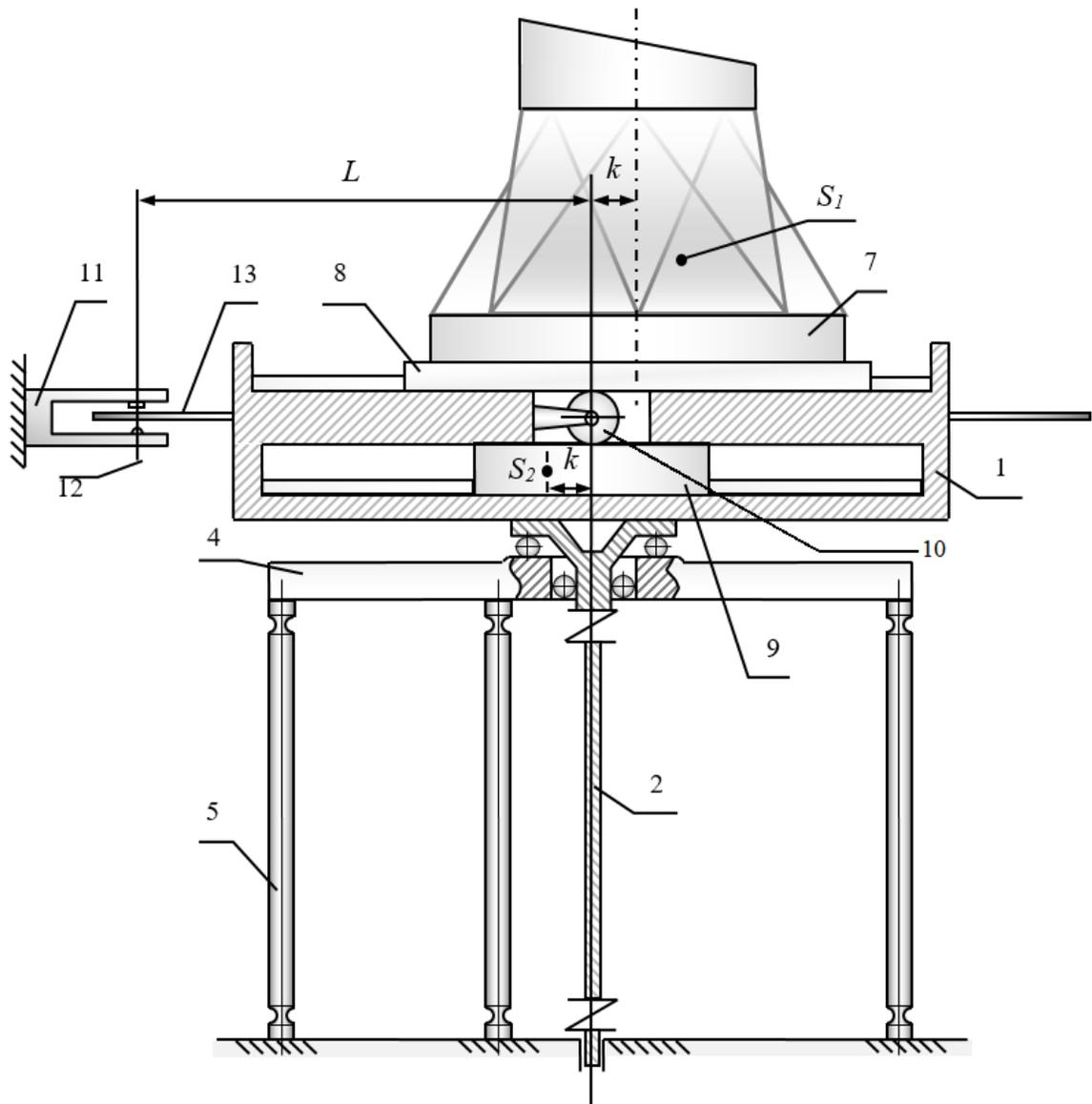


Рис. 5.7 Смещение детали и пробного груза

3. Зубчатые колёса 10 разъединяются между собой, 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, платформа теперь испытывает одновременно действие двух центробежных сил. Первая - от неуравновешенной каретки сила $F_3 =$

$\Omega^2 mk$. Направление и величина этой силы известны, т.к. известны m и k . Вторая сила - это неизвестная центробежная сила F_2 . Их равнодействующая - источник смещения платформы на радиус- вектор r . Полярные координаты r и β показаны на векторной диаграмме (Рис. 5.6) и находятся по интервалам времени.

Известные теперь величины r , r_1 , r_2 , β , β_1 , β_2 , масса m пробного груза и величина вектора смещения k позволяют однозначно определить массу M тела и радиус- вектор R_1 положения центра масс тела в системе координат $W\xi_1\eta_1$.

Для решения этой задачи необходимо доказать следующее свойство радиус-векторов r , r_1 и r_2 , которое используется в предлагаемом методе.

Утверждение. Для любого вектора k и любых величин масс m и M вершины векторов r , r_1 и r_2 всегда расположены на одной прямой, а угол между прямой и вектором k – угол γ фазового отставания.

Доказательство. Преобразование вектора дисбаланса d_i в вектор смещения r_i динамической системой стэнда $\lambda/d = \lambda/M \cdot R = |r|$ в координатах ξ_1 , η_1 можно представить как линейное преобразование:

$$Ad_i = r_i, \quad (5.22)$$

где A – невырожденный линейный оператор с матрицей A , заданной в базисе ξ_1 , η_1 . Известно, что всякий невырожденный оператор A может быть представлен в виде произведения невырожденного положительно определённого H и унитарного U операторов [119]:

$$A = HU \quad (5.23)$$

В данном случае смысл векторного преобразования (5.22) состоит в том, что оператор H меняет модуль вектора d_i в λ раз, а унитарный оператор U отвечает за поворот вектора d_i на угол γ фазового отставания.

Таким образом в координатах $W\xi_1\eta_1$ структура оператора A задаётся матрицей A , равной произведению диагональной матрицы H и ортогональной матрицы U :

$$A = \begin{pmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & \lambda \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma \\ \sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix} = \lambda U.$$

Вектор \mathbf{ab} равен: $\mathbf{ab} = \mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1 = A\mathbf{d}_2 - A\mathbf{d}_1 = A(\mathbf{d}_2 - \mathbf{d}_1) = A(M(\mathbf{R}_1 + \mathbf{k}) - M\mathbf{R}_1) =$
 $= A(M\mathbf{k}) = M(A\mathbf{k}) = M(\lambda U\mathbf{k}) = M\lambda(U\mathbf{k}).$ (5.24)

Вектор $\mathbf{bc} = \mathbf{r} - \mathbf{r}_2 = A(\mathbf{d} - \mathbf{d}_2) = A((M\mathbf{R}_2 + m\mathbf{k}) - M\mathbf{R}_2) = m\lambda(U\mathbf{k}).$ (5.25)

Из (3.2.4) и (3.2.5) следует, что векторы \mathbf{ab} и \mathbf{bc} пропорциональны вектору $U\mathbf{k}$, а следовательно параллельны ему. Тогда они параллельны между собой. Но они имеют общую точку b . Следовательно, они лежат на одной прямой.

Из (5.24) и (5.25) следует также, что указанная прямая образует с вектором \mathbf{k} угол γ , как результат действия оператора поворота U на вектор \mathbf{k} .

Из доказанного утверждения следует равенство для отрезков ac , ab и bc

$$bc = ac - ab, \quad (5.26)$$

и правило нахождения угла γ фазового отставания:

$$\cos \gamma = \frac{(\vec{ac}, \vec{k})}{|ac||k|}. \quad (5.27)$$

Отрезки ab и ac находятся по теореме косинусов.

В треугольнике $\triangle Wab$ сторона $ab = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\beta_1 + \beta_2)}$, а в $\triangle Wac$ сторона $ac = \sqrt{r_1^2 + r^2 - 2r_1r_2 \cos(\beta + \beta_1)}$. Из (3.2.4) и (3.2.5) следует:

$$|ab| = |ab| = |M\lambda(U\mathbf{k})| = M\lambda|U\mathbf{k}| = M\lambda|\mathbf{k}|, \quad |bc| = |bc| = m\lambda|\mathbf{k}| \quad (5.28)$$

Здесь было учтено свойство ортогональности матрицы U не менять модуль вектора.

Отсюда, учитывая (5.26), находится неизвестная масса M детали:

$$M = m(ab)/(ac - ab).$$

Из равенства (5.22) следует:

$$|A\mathbf{d}_1| = |\mathbf{r}_1|, \text{ или } M\lambda|\mathbf{R}_1| = |\mathbf{r}_1| \quad (5.29)$$

Из равенства (5.28) находим величину $M\lambda$: $M\lambda = (ab)/|\mathbf{k}|$. Подставляя это значение в (5.29), получим модуль радиус-вектора $|\mathbf{R}_1|$ центра масс:

$$|\mathbf{R}_1| = |\mathbf{r}_1||\mathbf{k}|/(ab) \quad (5.30)$$

Известно, что \mathbf{r}_1 отстаёт от \mathbf{R}_1 на угол γ , но положение \mathbf{r}_1 известно в координатах $W\xi_1\eta_1$. Следовательно, определены положение и величина радиус-вектора $|\mathbf{R}_1|$ центра масс детали в плоскости платформы, а также масса детали M . Погрешность определения массы детали не более 0.5%.

Линейные смещения детали и пробного груза позволяют определить две координаты положения центра масс детали в плоскости планшайбы. Неизвестной осталась третья координата центра масс. Для определения этой координаты, а также трёх осевых и трёх центробежных моментов инерции детали стенд оснащается манипулятором, который сообщает детали конечные угловые повороты в пространстве.

5.3. Метод определения центральных осевых и центробежных моментов инерции, массы и трёх координат центра масс детали.

Для определения координат центра масс и центральных моментов инерции испытательный стенд оснащается манипулятором, который задает детали конечные угловые повороты [11, 199, 243].

Конструкция испытательного стенда (Рис. 5.8), на котором с одной установки, без смены измерительных баз детали, определяются все инерционные характеристики. Исследуемое тело 1 установлено на планшайбе 2, которая может поворачиваться относительно кронштейна 3 на углы 45^0 и 90^0 градусов вокруг оси B и фиксироваться в каждом из этих положений.

Кронштейн 3 вместе с двумя винтовыми механизмами 4, работающими всегда синхронно, образуют поворотный механизм вокруг оси C на углы 45^0 и 90^0 . Вся конструкция манипулятора базируется на каретке 5, которая может перемещаться в радиальном направлении в плоскости платформы 6 с помощью

привода (на рисунке привод не показан). Это линейное конечное перемещение необходимо для нахождения массы и координат центра масс, как показано в разделе 5.2.

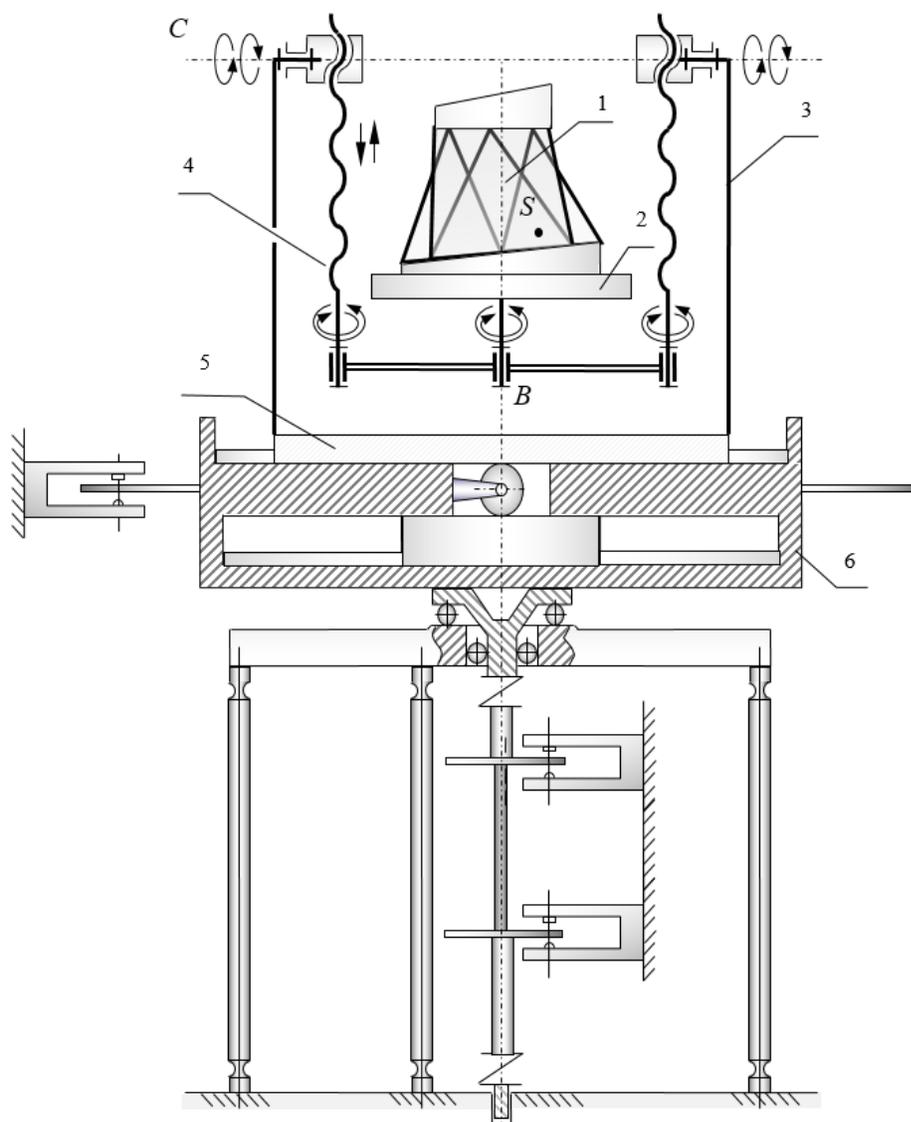


Рис. 5.8 Стенд с манипулятором для угловых поворотов тела

Механизм манипулятора обеспечивает три степени свободы: поворот 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 . Вся процедура определения инерционных характеристик состоит из двух, последовательно выполняемых этапов:

- определение массы и координат центра масс в пространстве;
- определение шести компонент тензора инерции.

Полагаем, что масса и две координаты центра масс в плоскости планшайбы уже определены, согласно указанной выше методике.

Для определения третьей координаты, центр масс S совмещается с осью B перемещением детали 1 на планшайбе 2. Затем манипулятор поворачивает деталь вокруг оси C на 90° , центр S масс располагается в горизонтальной плоскости, проходящей через ось C (Рис. 5.9).

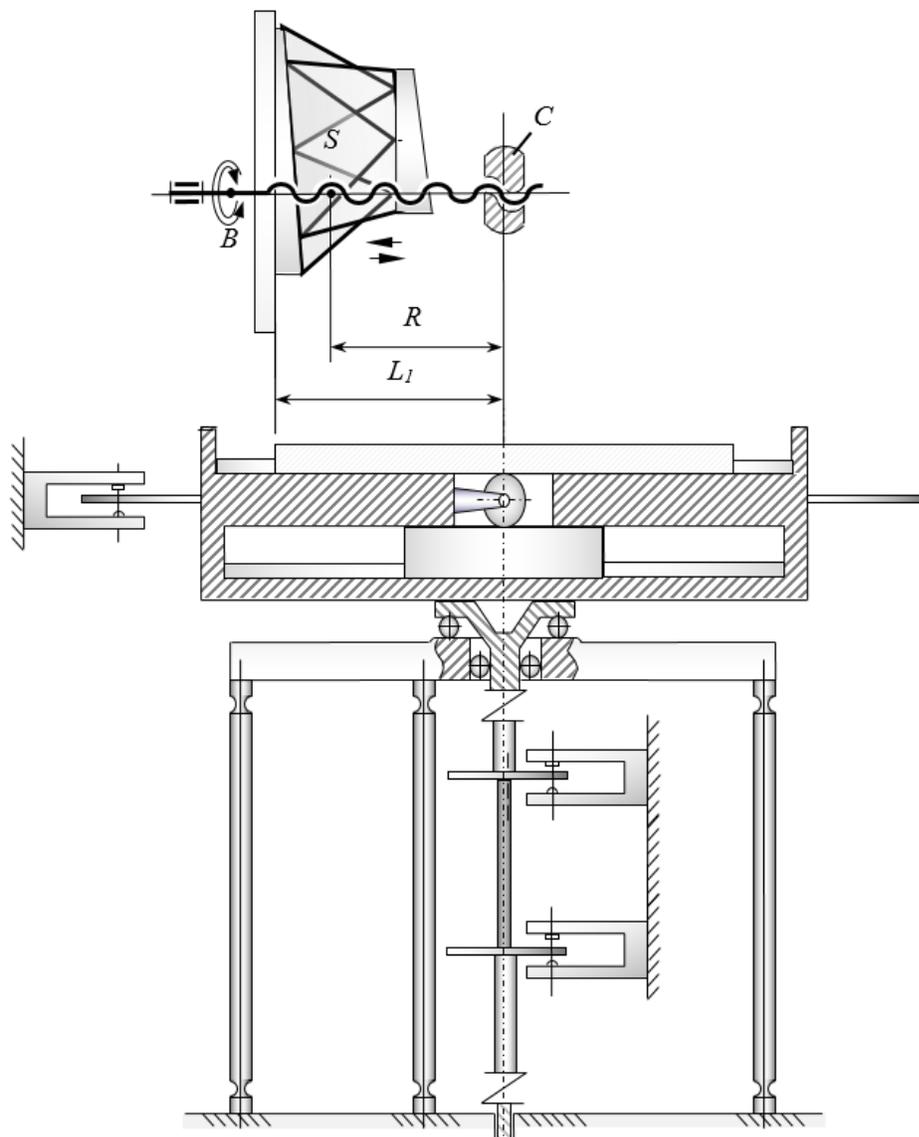


Рис. 5.9 Определение и координаты центра масс

Расстояние R положения центра масс детали в горизонтальной плоскости может быть найдено указанным выше методом (раздел 3.2). Зная R , можно определить третью координату центра масс S относительно плоскости планшайбы, как разность: $L_I - R$. Планшайба 2 с деталью 1 возвращаются в исходное положение.

С помощью механизма 4 (Рис. 5.8) центр масс S совмещается с осью C . Центр масс S находится в точке пересечения осей B и C (Рис. 5.10).

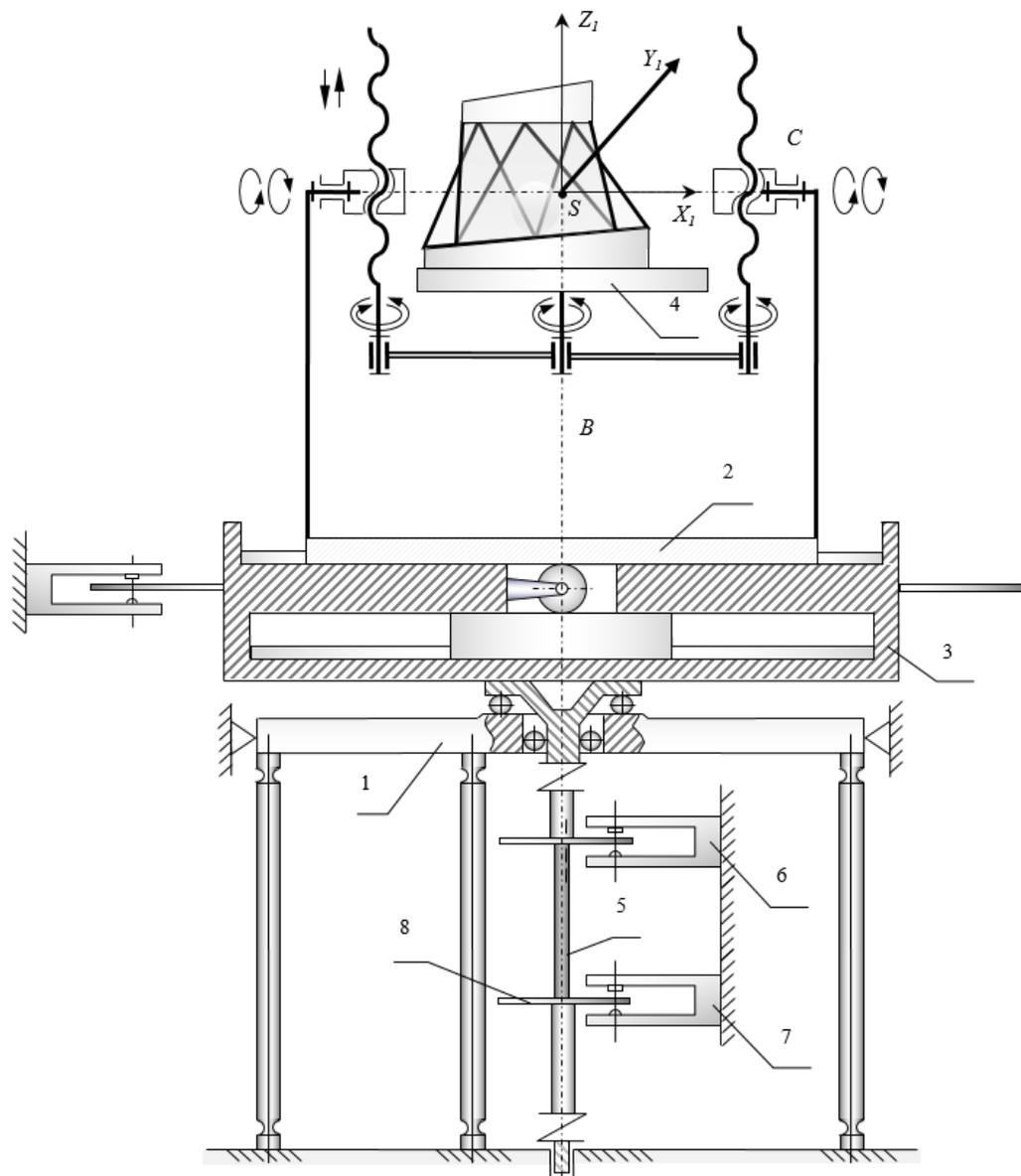


Рис. 5.10 Определение осевых моментов инерции

С изделием в центре масс S связываем систему координат $OX_1Y_1Z_1$. В начальном положении ось OX_1 совмещена с осью C , а ось OZ_1 – с осью B .

Повороты детали вместе с системой координат $OX_1Y_1Z_1$ на 45^0 и 90^0 , задаваемые манипулятором, позволяют определить известным методом [122] шесть компонент тензора инерции.

В основе метода лежит известная теорема М. М. Гернет о соотношениях между шестью осевыми и тремя центробежными моментами инерции при специальном выборе координатных осей, относительно которых определяют шесть осевых моментов инерции. Это три координатные оси системы $OX_1Y_1Z_1$, а также три биссектрисы прямых углов, образованных этими осями: ось U – биссектриса угла X_1OZ_1 , ось V – биссектриса угла X_1OY_1 ; ось W – биссектриса угла Y_1OZ_1 .

Для определения шести осевых центральных моментов инерции относительно указанных осей необходимо каждую из них совместить с осью вращения. Для этого основание 1 (Рис. 5.10) станда закрепляется неподвижно, а каретка 2 находится в центральном положении и ось B совпадает с осью вращения платформы 3. Сообщая планшайбе 4 последовательно конечные повороты вокруг осей B и C , можно каждую из шести координатных осей совместить с осью вращения платформы. Например, для совмещения оси OX_1 необходимо платформу 4 повернуть вокруг оси B на 90^0 , а затем на 90^0 вокруг оси C .

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:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{J\omega^2}{2} \right) = M - M_r, \quad (5.31)$$

где M_r – момент сопротивления вращению в опорах качения стенда.

Уравнение (5.31) может быть сведено к интегралу, если все входящие функции будут зависеть от одного аргумента φ . Для этого измерительная система стенда разработана так, что функции ω , M и M_r определяются экспериментально, как функции аргумента φ , (Рис. 5.10). Крутящий момент M от двигателя передается платформе 3 через торсионный вал 5 с известной угловой жесткостью j . На концах торсиона 5 расположены два фотоэлектрических датчика 6 и 7 для измерения угла поворота платформы 3, угла закручивания ψ торсиона 5 и расчета крутящего момента двигателя $M = j\psi$ – как функции угла φ . Датчик 6 измеряет угол поворота φ платформы 6 и ее угловую скорость ω , как функцию φ : ($k = 1, 2, \dots, N$), где $\Delta\varphi$ – шаг следования отверстий, модулирующих световой поток на подвижных дисках 8. Интервал времени Δt_k измеряется таймером по командам датчика 6. Погрешность измерения интервала Δt_k фотоэлектрическим методом не более 10^{-7} с.

Для любого положения планшайбы 4 в пространстве, осевой момент инерции J_i ($i=1, 2, 3$) вращающихся деталей стенда (без исследуемой детали) всегда может быть рассчитан предварительно, и поэтому известен. Интегрируя уравнение (5.31) для шести угловых положений тела, получим шесть уравнений баланса энергий:

$$\begin{aligned} (J_1 + J_Z)(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_2 + J_Y)(\omega_2^2(\varphi_n) - \omega_2^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Y(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rY}(\varphi, \omega_2(\varphi)) \Delta\varphi; \\ (J_2 + J_X)(\omega_3^2(\varphi_n) - \omega_3^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_X(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rX}(\varphi, \omega_3(\varphi)) \Delta\varphi; \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$\begin{aligned}
(J_2 + J_V)(\omega_4^2(\varphi_n) - \omega_4^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_V(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rV}(\varphi, \omega_4(\varphi)) \Delta\varphi; \\
(J_3 + J_U)(\omega_5^2(\varphi_n) - \omega_5^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_U(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rU}(\varphi, \omega_5(\varphi)) \Delta\varphi; \\
(J_3 + J_W)(\omega_6^2(\varphi_n) - \omega_6^2(\varphi_n) - \omega_6^2(\varphi_m)) &= 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_W(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rW}(\varphi, \omega_6(\varphi)) \Delta\varphi.
\end{aligned} \tag{5.32}$$

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.

В каждом из шести уравнений содержатся по два неизвестных: момент инерции тела и величина работы момента сил трения на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$, т.е. система из шести уравнений содержит двенадцать неизвестных. Для их определения необходима дополнительная информация. Её можно получить, применив метод пробных грузов, модифицируя и расширяя его возможности введением дополнительной технологической операции. Она состоит в том, что на планшайбу 2 вместо исследуемого тела устанавливается пробный груз с массой, равной массе тела, и выполняются те же шесть экспериментов, что и с исследуемым телом. Воспроизводятся те же законы изменения скорости $\omega_1(\varphi), \omega_2(\varphi) \dots \omega_6(\varphi)$, для тех же пространственных угловых положений планшайбы 2. Это всегда можно сделать, регулируя систему управления двигателем привода вращения планшайбы, поскольку известны масса груза и его осевые моменты инерции J_{Ti} . Пробный груз – это цилиндр, собираемый из отдельных дисков с известными инерционными характеристиками.

Затем сообщается ускоренное вращение планшайбе с установленным пробным грузом согласно функции изменения скорости, например, $\omega_1(\varphi)$ на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$. Определив по экспериментальным данным работу крутящего

момента $M_{1Z}(\varphi)$ на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$, получим дополнительное уравнение баланса энергий к первому уравнению системы (5.32):

$$(J_1 + J_{T1})(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi, \quad (5.33)$$

где $(J_1 + J_{T1})$ – известный суммарный момент инерции стэнда и пробного груза;

$\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi$ – работа момента сил трения в данном эксперименте на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$.

Полагаем, что моменты сил трения $M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi))$ и $M_{1rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi))$ в опорах качения зависят от веса вращающихся элементов стэнда и скорости $\omega_1(\varphi)$. Поскольку вес пробного груза равен весу исследуемого тела, а скорости на участке движения $[\varphi_m, \varphi_n]$ в обоих экспериментах совпадают, полагаем равными и работы моментов сил трения в обоих случаях, т.е.

$$\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi = \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi \quad (5.34)$$

С учетом равенства (5.34) получим систему двух уравнений с двумя неизвестными J_Z и $\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi$:

$$(J_1 + J_Z)(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi \quad (5.35)$$

$$(J_1 + J_{T1})(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi,$$

Решение системы относительно J_Z имеет вид:

$$J_Z = J_{T1} + \frac{2 \left(\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_Z(\varphi) \Delta\varphi - \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi) \Delta\varphi \right)}{\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)} \quad (5.36)$$

Проведя аналогичные эксперименты для пяти других угловых положений пробного груза, получим значения пяти остальных центральных осевых моментов инерции тела: J_X, J_Y, J_V, J_U, J_W . Например, момент инерции J_U равен:

$$J_U = J_{T3} + \frac{2 \left(\sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_U(\varphi) \Delta\varphi - \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1U}(\varphi) \Delta\varphi \right)}{\omega_5^2(\varphi_n) - \omega_5^2(\varphi_m)}. \quad (5.37)$$

Здесь J_{T3} – момент инерции пробного груза в данном эксперименте.

Из формул (5.36) и (5.37) следует, что определяемые моменты инерции тела зависят от моментов инерции пробного груза J_{Ti} . Однако можно доказать, что количественные значения моментов инерции, найденные по формулам (5.36) и (5.37) не зависят от J_{Ti} .

Действительно, из уравнений (5.35) следует линейное соотношение между работой двигателя, за вычетом потерь энергии на трение, и моментом инерции вращающихся масс ($J_I + J_Z$) или ($J_I + J_{T1}$) с коэффициентом пропорциональности

$$\lambda = \frac{\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)}{2}.$$

Покажем, что изменение момента инерции пробного груза J_{T1} на произвольную величину ΔJ , не изменит решения системы уравнений (5.35) и расчетная величина момента инерции J_Z не изменится. Уравнение баланса энергий с добавленным моментом инерции ΔJ имеет вид:

$$((J_I + J_{T1}) + \Delta J) (\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{2Z}(\varphi) \Delta\varphi - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta\varphi \quad (5.38)$$

Преобразуем обе части уравнения (5.38) следующим образом. Работу момента двигателя в правой части (5.38) можно представить как сумму двух слагаемых. Это работа $2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi) \Delta\varphi$, затраченная на сообщение кинетической энергии массам ($J_I + J_{T1}$) и на работу против сил трения, плюс дополнительная

работа ΔA – на сообщение кинетической энергии добавленной массе с моментом инерции ΔJ :

$$(J_1 + J_{T1})(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) + \Delta J(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m)) = 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{1Z}(\varphi) \Delta \varphi + \Delta A - 2 \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi))$$

Полученное уравнение отличается от второго уравнения системы (5.35) тем, что к обеим его частям прибавлено одно и то же число $\Delta A = \Delta J(\omega_1^2(\varphi_n) - \omega_1^2(\varphi_m))$. Но это эквивалентное преобразование линейного уравнения, не меняющее его корней. Следовательно, полученное новое уравнение совместно с первым уравнением системы (5.35) имеет те же корни, что и исходная система. Таким образом, изменение момента инерции пробной массы не влияет на величины J_Z и $\sum_{\varphi_0}^{\varphi_m} M_{rZ}(\varphi, \omega_1(\varphi)) \Delta \varphi$.

Аналогичные выводы следуют относительно двигателя испытательного стенда. Замена одного двигателя на другой не изменит результатов (5.36) или (5.37), если выполняется условие (5.34). Изменится лишь коэффициент пропорциональности λ . Важно, чтобы характеристики привода не менялись в процессе эксперимента.

Из формул (5.36) и (5.37) следует также, что собственные инерционные характеристики стенда не влияют на расчетные значения $J_X, J_Y, J_Z, J_V, J_U, J_W$, поскольку они вообще не входят в расчетные формулы.

Необходимо отметить преимущество предлагаемого метода в сравнении с известным методом пробных грузов. Преимущество в том, что установка дополнительной пробной массы, предусмотренная в методе пробных грузов, меняет динамические характеристики стенда и может быть причиной увеличения погрешности измерений. При этом предполагается, что изменения динамического коэффициента пропорциональности будут не значительны. В предлагаемом методе суммарная масса подвижных частей всегда постоянна в

процессе выполнения всех экспериментов. Меняются только осевые моменты инерции. Таким образом, динамический коэффициент пропорциональности между вектором дисбаланса $M\mathbf{R}_1$ и вектором смещения \mathbf{r}_1 остается по величине всегда одним и тем же.

Найденные шесть осевых центральных моментов инерции тела $J_X, J_Y, J_Z, J_V, J_U, J_W$ позволяют по известным формулам [122] рассчитать три центробежных момента инерции:

$$J_{XE} = J_{YX} = \frac{J_X + J_Y}{2} - J_V; \quad J_{YZ} = J_{ZY} = \frac{J_Y + J_Z}{2} - J_W; \quad J_{ZX} = J_{XZ} = \frac{J_X + J_Z}{2} - J_U \quad (5.39)$$

Получены все шесть компонент тензора инерции. Определив инерционные характеристики каждой детали, установленной на планшайбе, 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. Требования предстоящего к выполнению технологического процесса устанавливаются длительность цикла $T_{\text{ц}}$ работы механизма. По этим данным на математической модели рассчитывается закон движения переналаживаемого механизма, настроенного на очередной технологический процесс.

Предложенный метод 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.

Выводы.

1. Разработанные метод и устройство измерительного стенда позволяют без переустановки исследуемой детали и смены измерительных баз

определить массу, координаты центра масс и тензор инерции детали. Переустановка изделия и смена измерительных баз являются, как известно, источником дополнительных погрешностей.

2. Единственной измеряемой физической величиной и источником информации для определения всех инерционных характеристик детали и координат центра масс является время, которое измеряется технологически наиболее просто и точно.

3. 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.

4. Метрологическое обеспечение экспериментов по определению инерционных характеристик существенно упрощается, поскольку применяемые фотоэлектрические датчики работают как оптические конечные выключатели, информация получается сразу в цифровом виде, и не требуется дополнительная обработка сигналов.

5. Установка пробной массы не меняет динамический коэффициент пропорциональности между вектором дисбаланса и вектором смещения и не увеличивает тем самым методическую погрешность получаемых оценок инерционных характеристик. Это отличает предлагаемый метод от уже известных, где приближенно полагается независимость динамических свойств стэнда от установки на него дополнительной пробной массы.

6. Погрешность определения координат центра масс детали составляет 0.1 мм, а погрешность определения массы детали $\approx 0.5\%$.

7. Расширены возможности известного метода «пробных грузов» для определения масс, координат центров и масс, исследуемых тел.

Глава 6. Метод определения приведённых к заданной оси функций изменения момента инерции механизма и момента сил трения.

Переналадка и настройка механизма на очередной технологический процесс связана с установкой новых инертных масс на исполнительное звено механизма. 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 $M_r(\omega(\varphi))$.

В настоящее время разработаны методы оценки величины приведённого момента инерции механизма, но они имеют один общий недостаток. Все методы при определении момента инерции учитывают энергетические затраты на работу сил трения [4, 9, 59, 60, 195] в подвижных соединениях. 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. Рассматриваются механизмы циклического действия с одной степенью свободы.

Разработанные в главе 5 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

детальями. Считаем известными инерционные и геометрические характеристики подвижных звеньев механизма. Методы идентификации геометрических размеров звеньев механизмов глубоко и детально разработаны [190, 196, 198, 200, 222], и в данной работе не рассматриваются. Для определения масс, координат центров масс и моментов инерции деталей и конструкций в данной работе разработаны соответствующие методы.

Зная кинематическую схему и фактические размеры звеньев механизма, инерционные характеристики каждого звена и установленных грузов, а также координаты центров масс всех подвижных деталей, можно рассчитать функцию изменения приведённого момента инерции всего механизма.

Обрабатываемые детали устанавливаются, как правило, на исполнительное звено механизма. Определив, предварительно, массы, координаты центров масс и моменты инерции обрабатываемых деталей, можно рассчитать массу, координаты центра масс «нагруженного» исполнительного звена механизма, а также его осевые и центробежные моменты инерции. По известным методикам рассчитываются скорость центра масс и угловая скорость вокруг центра масс для каждой подвижной детали, и затем определяется функция приведённого момента инерции $J(\varphi)$ механизма. В качестве примера, на рисунке 6.1 показана функция изменения приведённого момента инерции кривошипно–ползунного механизма.

Переменный момент инерции, как известно, является источником неравномерного движения механизма, создаёт дополнительные динамические нагрузки на детали и искажает закон движения механизма.

На динамику механизма также оказывает существенное влияние момент сил трения $M_r(\omega, \varphi)$ в кинематических парах механизма, который является переменной величиной.

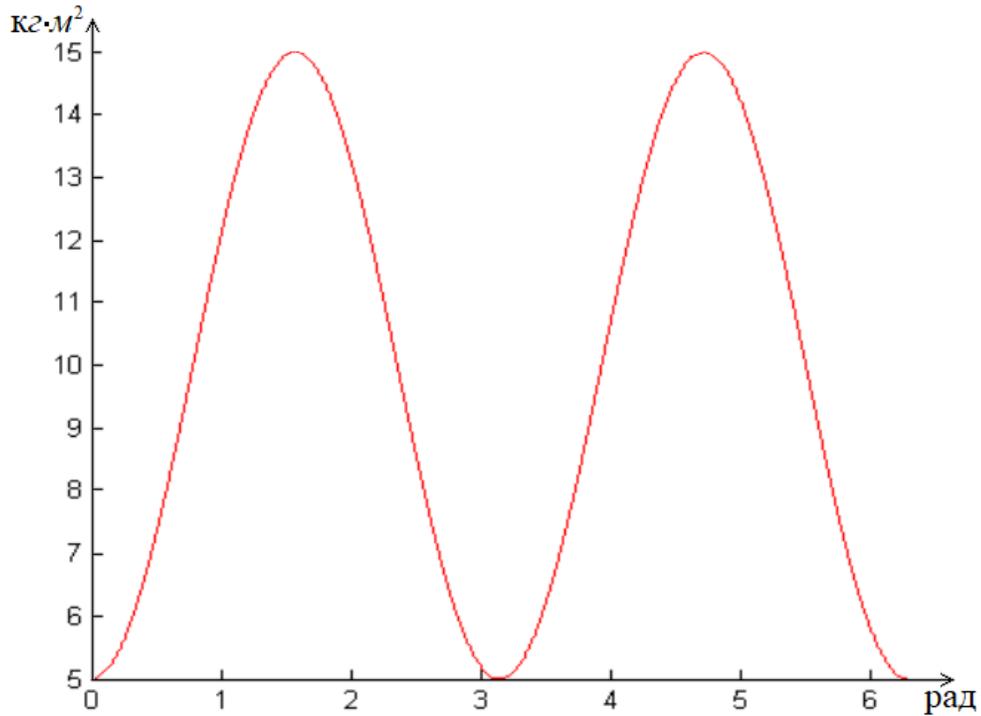


Рис. 6.1 Функция изменения приведенного момента инерции

Для определения $M_r(\omega, \varphi)$ рассмотрим работу механизма в составе машинного агрегата (Рис. 6.2), 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.

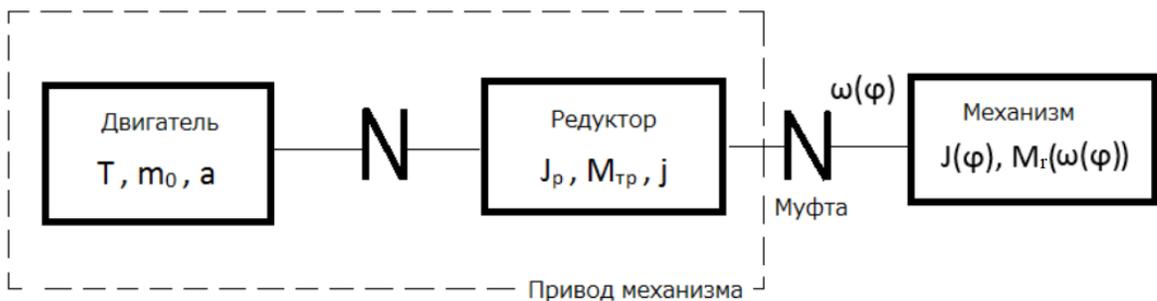


Рис. 6.2 Схема машинного агрегата

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 $M_{\text{тр}}$. Момент $M_{\text{тр}}$ полагаем зависящим от скорости $\omega(\varphi)$. Величины J_p и $M_{\text{тр}}$ могут быть неизвестными и подлежат определению. Таким образом, необходимо оперативно определить величины и функции J_p , $M_{\text{тр}}$ и $M_r(\omega, \varphi)$. Эта задача относится к области задач параметрической идентификации, которым в настоящее время уделяется большое внимание. Например, в работе [267] изложен подход к определению массовых и геометрических параметров кривошипно-ползунного механизма. При этом в качестве исходных данных использованы значения угла поворота, угловых скорости и ускорения кривошипа, а также ток в обмотках приводного двигателя, т.е. четырех переменных параметров.

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 $M_{\text{тр}}(\omega)$ редуктора, а затем определяется приведенный момент сил трения в механизме $M_r(\omega, \varphi)$. Для этого, предварительно определяется момент $M_{\text{ДВ}}$, развиваемый двигателем.

6.1. Определение движущего момента, приведённого к оси кривошипа механизма.

В работах [102, 155] показано, что динамическая характеристика электродвигателя может быть представлена, в линейном приближении, дифференциальным уравнением первого порядка:

$$\frac{L_{\text{я}}}{r_{\text{я}}} \frac{dM_{\text{ДВ}}}{dt} + M_{\text{ДВ}} = m_0 - a\omega, \quad (6.1)$$

где $L_{\text{я}}$ и $r_{\text{я}}$ индуктивность и омическое сопротивление обмоток якоря, а $(m_0 - a\omega)$ – статическая характеристика двигателя. $M_{\text{ДВ}} = i_{\text{я}} K_{\text{м}}$, где $i_{\text{я}}$ – ток в цепи якоря, а $K_{\text{м}}$ – коэффициент момента двигателя. Отношение $L_{\text{я}}/r_{\text{я}} = T$ – электромагнитная постоянная времени T [с], которая приводится в паспортных данных. В уравнении (6.1) переходим от аргумента – время t к аргументу φ – угол поворота

вала двигателя: $T \frac{dM_{\text{ДВ}}}{dt} = T \frac{\partial M_{\text{ДВ}}}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt} = T \frac{\partial M_{\text{ДВ}}}{\partial \varphi} \cdot \omega(\varphi)$.

В итоге, динамическая характеристика двигателя имеет вид:

$$T\omega(\varphi) \frac{\partial M_{\text{ДВ}}(\varphi)}{\partial \varphi} + M_{\text{ДВ}}(\varphi) = m_0 - a\omega(\varphi). \quad (6.2)$$

В уравнение 6.2 входит скорость $\omega(\varphi)$ как функция угла поворота φ .

Угол поворота φ и угловая скорость $\omega(\varphi)$ определяются хронометрическим методом, который уже применялся в главе 5. 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 (Рис. 6.3).

На дискретном множестве значений φ_i ($i = 1, 2, 3 \dots N$) определяется функция изменения угловой скорости $\omega(\varphi_i)$: $\omega(\varphi_i) = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t_i} = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{\Delta t_i}$.

Зная угловую скорость $\omega(\varphi_i)$, можно найти функцию изменения движущего момента $M_{\text{ДВ}}(\varphi)$ 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 $0 \leq \varphi \leq \Delta\varphi$; $\beta_i = \frac{\omega(\varphi_{i+1}) - \omega(\varphi_i)}{\Delta\varphi}$.

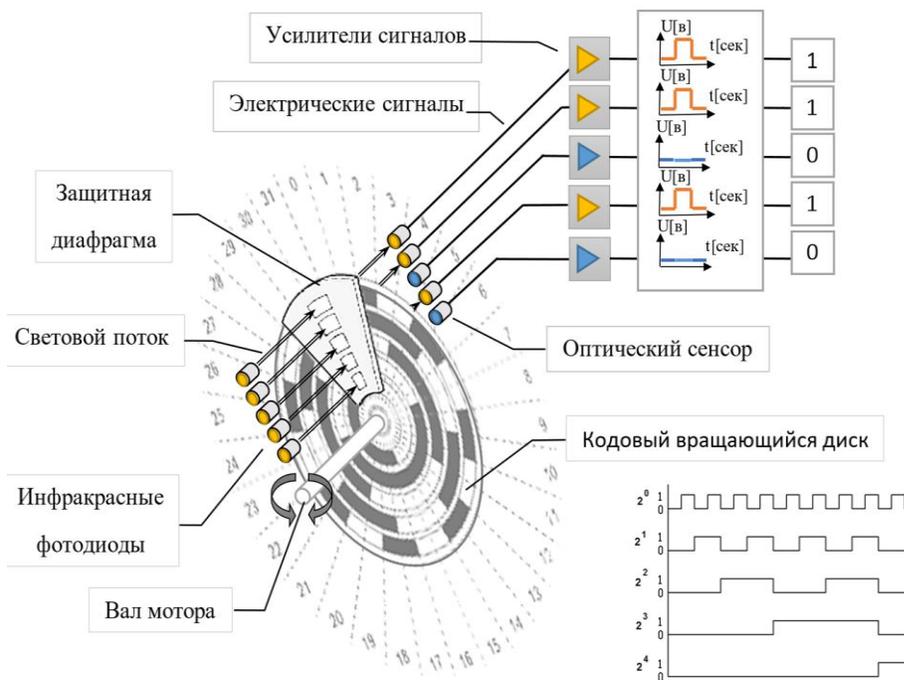


Рис. 6.3 Схема измерения интервалов времени

Аналитическое решение уравнения (6.2) с начальным значением $M_D(\varphi=0) = m_0$. на отрезке $[0, \varphi_1]$ имеет вид:

$$M_D(\varphi) = \frac{M(\varphi_i)\omega(\varphi_i)^{\frac{1}{T\beta_i}}}{(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)^{\frac{1}{T\beta_i}}} + m_0 - \frac{m_0\omega(\varphi_i)^{\frac{1}{T\beta_i}}}{(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)^{\frac{1}{T\beta_i}}} - \frac{a(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)}{(1 + T\beta_i)} + \frac{a\omega(\varphi_i)^{\frac{1}{T\beta_i}+1}}{(1 + T\beta_i)(\omega(\varphi_i) + \beta_i\varphi)^{\frac{1}{T\beta_i}}} \quad (6.3)$$

3)

На следующем отрезке $[\varphi_1, \varphi_2]$ начальное значение для момента двигателя $M_{ДВ}(\varphi=0)$ в формуле (6.3) равно величине момента, найденного по формуле (6.3) при значении $\varphi = \varphi_1$. Так далее рассчитываются значения момента на множестве φ_i .

Например, для кривошипно–ползунного механизма на рисунке 6.4 показана функция изменения момента двигателя. Интегрируя функцию (6.3), получим работу двигателя $A_{\Delta\varphi}$ на отрезке $[\varphi_i, \varphi_{i+1}]$:

$$A_{\Delta\varphi} = \left[\frac{T\omega_i^{\frac{1}{T\beta_i}} \omega_{i+1}^{1-\frac{1}{T\beta_i}}}{T\beta_i - 1} - \frac{T\omega_i}{T\beta_i - 1} \right] M_{об}(\varphi_i) + \left\{ \Delta\varphi - \frac{T\omega_i^{\frac{1}{T\beta_i}} \omega_{i+1}^{1-\frac{1}{T\beta_i}}}{T\beta_i - 1} + \frac{T\omega_i}{T\beta_i - 1} \right\} m_0 + \left\{ \frac{\omega_i^2}{2\beta_i(1+T\beta_i)} - \frac{\omega_{i+1}^2}{2\beta_i(1+T\beta_i)} + \frac{T\omega_i^{1+\frac{1}{T\beta_i}} \omega_{i+1}^{1-\frac{1}{T\beta_i}}}{(1+T\beta_i)(T\beta_i - 1)} - \frac{T\omega_i^2}{(1+T\beta_i)(T\beta_i - 1)} \right\} \alpha \quad (6.4)$$

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

$$A_{mn} = \sum_{\varphi_m}^{\varphi_n} A_{\Delta\varphi} \quad (6.5)$$

При совместной работе двигателя с механизмом, имеющим переменные приведенные моменты инерции и трения, момент двигателя испытывает колебания (Рис. 6.4).

Зная момент двигателя, можно определить момент инерции J_p и момент трения редуктора $M_{тр}$.

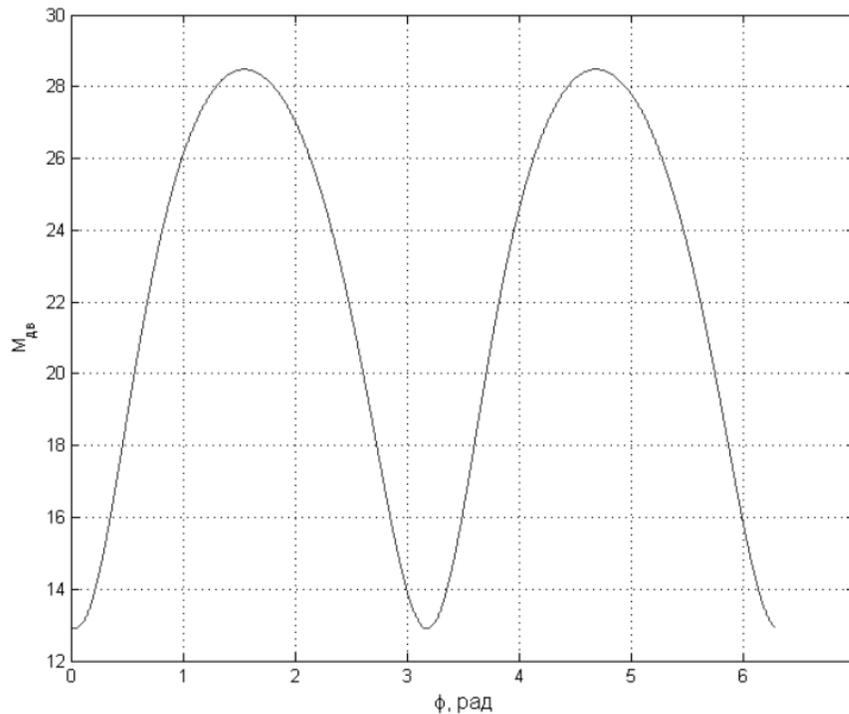


Рис. 6.4 Момент двигателя кривошипно–ползунного механизма

6.2. Определение момента инерции и момента трения редуктора.

Особенность предлагаемой методики состоит в возможности её применения в условиях действующего производства, в цеховых условиях. Методика основана на экспериментальном измерении только одного физического параметра – времени t .

Динамические процессы в двигателе и редукторе привода механизма (Рис. 6.2) описывается дифференциальным уравнением для кинетической энергии механизма [78, 79]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{J_p \cdot \omega^2(\varphi)}{2} \right) = M_{ДВ} - M_{ТР} \quad (6.6)$$

где $M_{ДВ}$ – момент, развиваемый двигателем.

Интегральная форма уравнения (6.6) выражает теорему об изменении кинетической энергии механизма. На конечном отрезке угла поворота кривошипа $[\varphi_m, \varphi_n]$ уравнение энергетического баланса имеет вид:

$$\frac{J_p (\omega^2(\varphi_n) - \omega^2(\varphi_m))}{2} = \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{ДВ} d\varphi - \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} M_{ТР} d\varphi \quad (6.7)$$

Уравнения (6.6) и (6.7) совместно с уравнением динамической характеристики двигателя (6.2) позволяют решить поставленную задачу идентификации параметров J_p и $M_{ТР}$ редуктора.

Дифференциальное уравнение (6.6) может быть решено в квадратурах, если все входящие в него переменные величины ω , $M_{ДВ}$ и $M_{ТР}$ – будут выражены в виде функций одного аргумента, в данном случае, угла поворота кривошипа φ . Дифференцируя левую часть уравнения (6.6), получим:

$$\omega(\varphi) \cdot \frac{\partial \omega(\varphi)}{\partial \varphi} J_p = M_{ДВ} - M_{ТР} \quad (6.8)$$

Для определения J_p и M_{TP} работа привода рассматривается автономно. На первом этапе работ устраняется соединительная муфта между механизмом и редуктором и движение редуктора исследуется при его разгоне из положения покоя до установившегося движения (Рис. 6.2). 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 определяется по формуле (6.3) движущий момент для угловых положений на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$ и работа двигателя на отрезке $[\varphi_m, \varphi_n]$ по формуле (6.5). Поскольку приведенный момент инерции J_p редуктора – величина постоянная, уравнения моментов (6.8) для угловых положений φ_m и φ_n , а также уравнение энергетического баланса (6.7) на интервале $[\varphi_m, \varphi_n]$ получают вид:

$$\omega(\varphi_m) \cdot \frac{\partial \omega(\varphi_m)}{\partial \varphi} J_p = M_{ДВ}(\varphi_m) - M_{TP}(\omega(\varphi_m))$$

$$\omega(\varphi_n) \cdot \frac{\partial \omega(\varphi_n)}{\partial \varphi} J_p = M_{ДВ}(\varphi_n) - M_{TP}(\omega(\varphi_n)) \quad (6.9)$$

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

Совокупность трёх уравнений (6.9) образует систему линейных алгебраических уравнений относительно трёх неизвестных значений J_p , $M_{TP}(\omega(\varphi_m))$ и $M_{TP}(\omega(\varphi_n))$. На следующем интервале угла поворота выходного вала редуктора $[\varphi_n, \varphi_k]$ получаем аналогичную систему уравнений относительно неизвестных J_p , $M_{TP}(\varphi_n)$ и $M_{TP}(\varphi_k)$. Продолжаем выписывать тройки уравнений типа системы (6.9) до тех пор, пока угловая скорость $\omega(\varphi)$ вращения редуктора не начнёт выходить на установившийся режим. Объединив получившиеся 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 $\omega(\varphi)$.

6.3. Определение момента сил трения в механизме.

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 (Рис. 6.2), и анализируем его 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 $J(\varphi)$:

$$J_M(\varphi) = J_p + J(\varphi) . \quad (6.10)$$

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

$$M_{тм}(\varphi) = M_{тр}(\omega(\varphi)) + M_r(\omega(\varphi)) . \quad (6.11)$$

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

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{(J(\varphi) + J_p) \cdot \omega^2(\varphi)}{2} \right) = M_{дв}(\omega) - M_{тр}(\omega(\varphi)) - M_r(\omega(\varphi)) , \quad (6.12)$$

Из уравнения (6.12) для каждого φ_i находится значение $M_r(\omega(\varphi_i))$:

$$M_r(\omega(\varphi_i)) = M_{дв}(\omega(\varphi_i)) - M_{тр}(\omega(\varphi_i)) - \omega(\varphi_i) \frac{\partial \omega(\varphi_i)}{\partial \varphi} (J(\varphi_i) + J_p) - \frac{\omega^2(\varphi_i)}{2} \cdot \frac{\partial J(\varphi_i)}{\partial \varphi} \quad (6.13)$$

На рисунке 6.5 показана расчетная функция приведённого момента трения $M_r(\omega(\varphi_i))$ механизма.

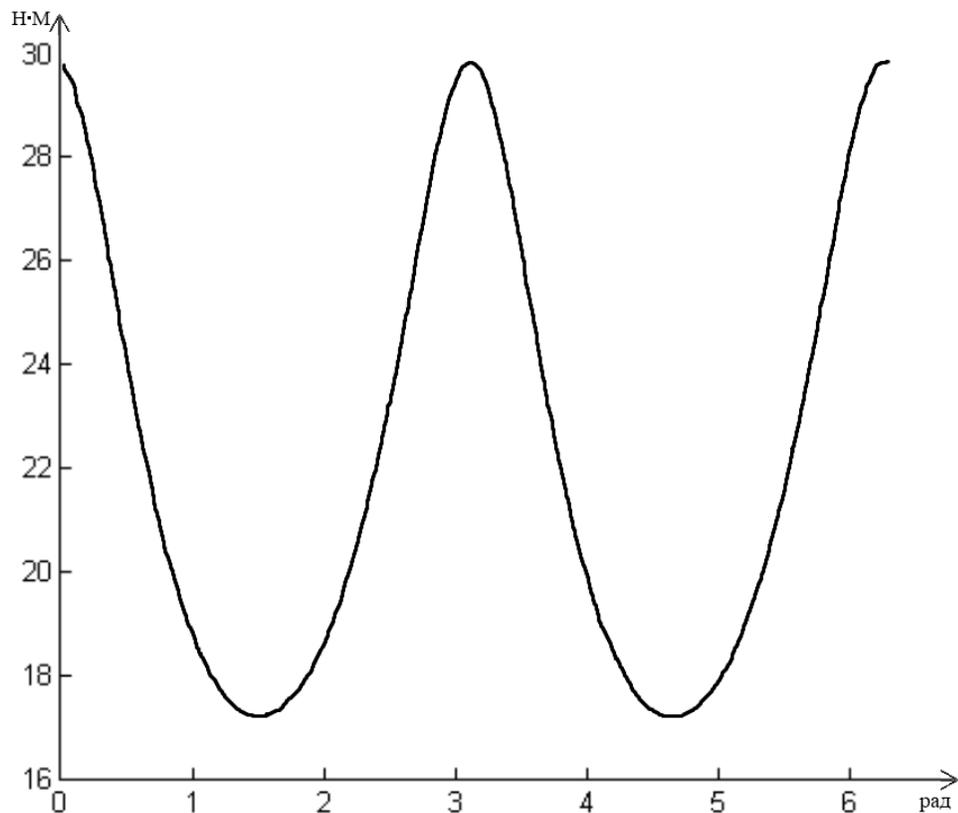


Рис. 6.5 Функция изменения приведённого момента сил трения в механизме

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.

Выводы

1. Метод определения инерционных и трибологических параметров позволяет получить отдельно значения приведённых моментов инерции и сил трения.
2. Функция изменения момента трения может использоваться как диагностический параметр, характеризующий состояние пар трения, работу системы смазки и состояние смазывающих материалов.

3. Метод позволяет обоснованно назначать закон движения механизму, обеспечивая допустимые динамические нагрузки и быстроходность.

4. Для определения инерционных и трибологических параметров механизма измеряется только один физический параметр – время.

5. Минимальное число измеряемых параметров обеспечивает максимальную оперативность и минимальную трудоёмкость выполняемых работ.

6. Применение метода обеспечивает безаварийную эксплуатацию механизма и позволяет продлить ресурс его работы.

Заключение

В ходе выполнения работы были получены следующие результаты:

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

Проведенная работа позволяет сделать следующие 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 натурного 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.

Литература

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.
2. А.С. № 1502207 СССР. Алешин А.К. Способ диагностирования механизмов станков. Оп. 23.08.1989. Бюл. № 31.
3. А.С. № 1612218. Крайнев А.Ф., Алешин А.К. Способ диагностирования механизмов машин. Оп. 07.12.1990. Бюл. № 45.
4. А.С. № 300795 СССР. Овакиян Л.Г. Способ определения момента инерции механизма. Оп. 07.04.1971. Бюл. № 13.
5. А.С. № 448358 СССР. Титарчук А.А., Остапенко Н.Е. Способ определения приведенного момента инерции механизма. Оп. 30.10.1974. Бюл. № 40.
6. А.С. № 980976 СССР. Алешин А.К., Шумилин Д.Е., Пожилов Л.А. Поворотный-делительный стол. Оп. 15.12.1982. Бюл. № 46.
7. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д. Задачи строительной механики планетарных механизмов. // Статика и динамика механизмов с зубчатыми передачами. М.: Наука. 1974. С. 3-8.
8. Алалыкин С.С., Богатырев А.В., Иванова Т.Б., Пивоварова Е.Н. Определение моментов инерции и положения центра масс робототехнических устройств. // Вестник Удмуртского университета. Физика и Химия. Приборы и методы экспериментальной физики. 2014. Вып. 4. С. 79-86.
9. Алексеев А.С., Замятин С.В., Плотников Д.А. Определение момента инерции электропривода по временным характеристикам. // Известия Томского политехнического университета. 2009. Т. 314. № 5. С. 65-69.
10. Алешин А.К. Контроль режущего инструмента. // Изделия и технологии двойного назначения. Диверсификация ОПК. Сборник научных трудов и инженерных разработок. 2008. С. 35-38.

11. Алешин А.К. Метод определения инерционных характеристик деталей машин и механизмов. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2020. № 1. С. 3-10.
12. Алешин А.К. Алгоритмы идентификации диагностических сигналов машин. // VI Международная научно–техническая конференция по динамике технологических систем. Ростов на Дону. 2001. С. 56-59.
13. Алешин А.К. Диагностика динамических систем циклического действия. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 6. С. 100-105.
14. Алешин А.К. Колебания в технологических машинах. Учебник. // Издание МОССТАНКИН. 1999. 226 с.
15. 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.
16. Алешин А.К. Контроль и диагностирование унифицированных подрезно-расточных бабок агрегатных станков. // Станки и инструмент. 1981. № 4. С. 12-13.
17. Алешин А.К. Метод определения величины и фазы дисбаланса ротора. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 6. С. 3-6.
18. Алешин А.К. Метод определения массы и координат центра масс тела в задано плоскости. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 2. С. 5-8.
19. Алешин А.К. Методические указания по технической диагностике и виброзащите машин. // Издание МГАПИ. 1996.
20. Алешин А.К. Надежность и диагностирование агрегатных станков. // «Надежность и диагностирование технологического оборудования». Наука. 1987. С. 129-145.

21. Алешин А.К. Статистические методы в диагностике машин. // IV Международный конгресс: «Конструкторская технологическая информатика». 2000. С. 43-46.
22. 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.
23. Алешин А.К. Хронометрический метод определения величины и положения дисбаланса ротора. // Механика твердого тела. 2008. № 2. С. 43-47.
24. Алешин А.К., Алешина М.О. Диагностика механизмов на основе измерения жесткости. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997. №2. С. 99-102.
25. Алешин А.К., Бровкина Ю.И., Гущин 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.
26. 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.
27. 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.
28. 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.

29. 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.

30. 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.

31. 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.

32. Алешин А.К., Глазунов В.А., Оффер Шаи, Рапоян Г.В. Анализ кинематических винтов, определяющих топологию сингулярных зон роботов параллельной структуры. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 4. С. 3-8.

33. 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.

34. 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.

35. Алешин А.К., Глазунов В.А., Ковалева Н.Л., Скворцов С.А., Ращоян Г.В. Перспективы развития механизмов параллельной структуры. // Станкоинструмент. 2016. №3(4). С. 86-89.

36. Алешин А.К., Глазунов В.А., Оффер Ш., Ращоян Г.В., Скворцов С.А., Ласточкин А.Б. Анализ элементарных перемещений манипулятора параллельной структуры с круговой направляющей на основе дифференцирования уравнения связей. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 17-21.

37. Алешин А.К., Глазунов В.А., Ращоян Г.В., Скворцов С.А. Динамика движения пространственного механизма параллельной структуры с управлением по положению и скорости. // XVIII Международный Симпозиум «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем» - DIVIS-2015, посвященный 100-летию со дня рождения д.т.н., проф. А.Е. Кобринского: Сборник трудов. Москва-Бекасово. 17-23 мая 2015 г. С. 8-13.

38. Алешин А.К., Гуцин В.Г. Метод диагностики состояния инструмента. // Электронный журнал «Вестник научно- технического развития». 2009. № 2. С. 3-6.

39. 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.

40. 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.

41. 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.

42. 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.

43. 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.

44. 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.

45. 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.

46. 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.

47. 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.
48. 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.
49. 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.
50. 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.
51. 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.

52. 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.
53. 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.
54. 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.
55. 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.
56. 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.
57. 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.

58. 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.
59. Алешин А.К., Кондратьев И.М. Метод идентификации инерционных характеристик твердого тела. // Инженерный журнал: наука и инновации. 2020. № 2. С. 12-13.
60. 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.
61. 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.
62. Алешин А.К., Кульбачная М.О., Костерева С.Д., Шитов А.М. Определение инерционных характеристик нежестких корпусных деталей. // Вестник МГТУ «СТАНКИН». 2012. С. 61-65.
63. Алешин А.К., Нахапетян Е.Г. Метод определения работоспособных состояний поворотных столов. // Вестник машиностроения. 1990. №2. С. 44-46.
64. Алешин А.К., Нахапетян Е.Г., Щербаков В.В. Диагностирование многопозиционного технологического оборудования при эксплуатации. М.: Машиностроение. 1984. 48 с.
65. Алешин А.К., Писарев М.Г. Квалиметрические и динамические методы диагностирования унифицированных поворотных столов с гидроприводом. // Машиноведение. № . 1983. С. 31-36.

66. 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.
67. 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.
68. 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.
69. 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.
70. 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.
71. 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.
72. 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.

73. Алышев А.С. и др. Идентификация момента инерции маятниковой системы в условиях вязкого трения. // Научно–технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2016. № 5. С. 928-935.
74. Андронов А.А., Понтрягин Л.С., Витт А.А. О статистическом рассмотрении динамических систем. // Журн. экспериментальной и теоретической физики. Т. 3. 1933. Вып. 3. С. 165-180.
75. Аникеева О.В. Управление качеством при обработке заготовок на станках с параллельными и гибридными компоновками на основе системы размерных связей. // Управление качеством в образовании и промышленности: сборник статей Всероссийской научно – практической конференции. Севастополь: ФГАОУ ВО «Сев.ГУ». 2017. С. 11-17.
76. Аникеева О.В. Иерархическая система размерных связей в металлорежущих станках. // Машиностроительные технологии и оборудование. 2017. № 6. С. 42-50.
77. Анципорович П.П., Акулич В.К., Дубровская Е.М. Экспериментальные методы исследования движения механизмов. Методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов». // Белорусский национальный технический университет. Кафедра «Теория механизмов и машин». Минск. 2012 г.
78. Аппель П. Теоретическая механика. М.: Физматгиз. 1960. Т. 2. 487 с.
79. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. М.: Наука. 1988. 640 с.
80. Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д. Введение в акустическую динамику машин. М. Наука. 1979. 295 с.
81. Артоболевский И.И., Ильинский Д.Я. Основы синтеза машин автоматического действия. М.: Наука. 1983. 280 с.

82. Артоболевский И.И., Нахапетян Е.Г. Комплексное исследование динамики автоматов в производственных условиях. // Машиноведение. 1970. №4. С. 41-48.
83. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение. 2001. 368 с.
84. Базров Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков. М.: Машиностроение. 1978. 216 с.
85. Балабаева Э.С., Крыленко В.В., Фридман Л.И. Сигнализация, Диагностика, и прогнозирование неисправностей на автоматических линиях. // Станки и инструмент. 1979. № 8. С. 4-5.
86. Балакин П.Д., Бурьян Ю.А. Обоснование выбора схемы универсального стенда для экспериментального определения геометрии масс сложных реальных техногенных объектов. // Омский научный вестник. 2013. № 2 (120). С. 47-51.
87. Барабаш Ю.Л. Коллективные статистические решения при распознавании. М.: Радио и связь. 1983. 287 с.
88. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. М.: Машиностроение. 1967. 508 с.
89. Беляков А.О., Сейранян А.П. Определение моментов инерции крупногабаритных тел по колебаниям в упругом подвесе. // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2008. №2. С. 49-62.
90. Берман А.Ф. Деградация механических систем. Новосибирск: Наука. 1998. 256 с.
91. Берман А.Ф. Инструментальное средство идентификации состояний механических систем. // Искусственный интеллект. 2004. № 4. С. 268-275.
92. Биргер И.А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение. 1978. 238 с.
93. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчеты деталей машин. // М.: Машиностроение. 1979. 702 с.

94. Богданов В.В., Панченко И.Н. К теории измерения массы и моментов инерции тел. // Датчики и системы. 2013. № 8. С. 12-15.
95. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука. 1986. 335 с.
96. Бородин Б.Е., Нахапетян Е.Г. Влияние зазора в пазу кулака на динамику кулачково-цевочного механизма поворота. // Машиноведение. 1965. № 6. С. 36-43.
97. Бреккель Э.И., Кобызев И.И., Кокотов В.Я. Диагностирование технологического оборудования по параметру движения. // Экспресс-информ. Фил. НИИНавтопром. Технология автомобилестроения. 1977. № 13. С. 16-21.
98. Бреккель Э.И., Немченко Ю.М., Шпенёв В.С. Диагностика в ремонтнообслуживании технологического оборудования. // Экспресс-информ. Фил. НИИНавтопрома. Технология автомобилестроения. 1977. № 13. С. 16-21.
99. Буйло С.И., Верескун В.Д., Колесников В.И., Мантуров Д.С., Попов О.Н. Определение коэффициента трения на стадии приработки и диагностика точки перехода к стационарной фазе по сигналам акустической эмиссии. // Дефектоскопия. 2020. № 1. С. 44-50.
100. Бушуев В.В., Сабиров Ф.С. Направления развития мирового станкостроения. // Вестник МГТУ «Станкин». 2010. № 1(9). С. 25-30.
101. Вапник В.Н., Червоненкис А.Я. "Теория распознавания образов (статистические проблемы обучения)". М.: Наука. 1974. 416 с.
102. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение. 1969. 368 с.

103. Векилов Р.В., Вороничев Н.М., Нахапетян Е.Г., Шитов А.М. Исследование и диагностика узлов агрегатных станков и автоматических линий. // Станки и инструмент. 1975. №8. С. 6-8.
104. Векилов Р.В., Модель Б.И., Нахапетян Е.Г. Выбор критериев качества и определение технического состояния механизмов прерывистого движения. // Машиноведение. 1978. № 1. С. 38-47.
105. Векилов Р.В., Шитов А.М. Диагностирование поворотных-фиксирующих механизмов с гидроприводом. // В кн.: Динамика и диагностирование механизмов позиционирования машин-автоматов. М.: Наука. 1976. С. 83-89.
106. Верзаков Г.Ф., Киншт Н.В., Рабинович В.И., Тимонен Л.С. Введение в техническую диагностику. // М.: Энергия. 1968. 224 с.
107. Виденкин Н.А. Метрологическое обеспечение автоматизированных измерительно-вычислительных комплексов по определению параметров геометрических масс космических аппаратов: дис. канд. техн. наук. М.: 2017. 153 с.
108. Виденкин Н.А. Автоматизация стендов измерительного контроля инерционных характеристик космических летательных аппаратов. // Состояние и проблемы измерений. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. С. 110-113.
109. Виденкин Н.А. Анализ погрешностей при контроле масс – инерционных характеристик космического летательного аппарата. // Новые материалы и технологии для ракетно-космической и авиационной техники. Королев: Изд-во ИПК «Машприбор». 2013. С. 110-115.

110. Виденкин Н.А., Матвеев Е.В., Кочкин Е.В. Оптимизация технологических схем позиционирования при определении тензора инерции космического аппарата. // Технология машиностроения. 2015. № 12. С. 48-53.
111. Власов А.И., Иванов И.П. Перспективы совершенствования метода программных испытаний и диагностики металлорежущих станков. // Молодежный научно–технический вестник. 2013. № 1. С. 15-18.
112. Водовозов А.М. К вопросу об идентификации линейных динамических систем по результатам экспериментальных исследований. // Системы управления и информационные технологии. 2008. № 2.2(32). С. 253-256.
113. Водовозов А.М., Елюков А.С. Идентификация параметров асинхронной машины в установившихся режимах. // Вестник ИГЭУ. Вып. №2. 2010.
114. Вороничев Н.М., Нахапетян Е.Г., Шитов А.М. Исследование динамики и техническая диагностика узлов агрегатных станков и автоматических линий. // Станки и инструмент. 1973. № 9. С. 5-8.
115. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение. 1976. 281 с.
116. Гаврилин А.Н., Мойзес Б.Б. Диагностика технологической системы «станок приспособление инструмент деталь». 2016. 144 с.
117. Гаркунов Д.Н., Мельников Э.Л., Гаврилюк В.С. Триботехника: учебное пособие. // М.: КноРус. 2013. 218 с.
118. Гаскаров Д.В., Шаповалов В.И. Об информативности результатов диагностического контроля. // Изв. Ленингр. электротехн. ин-т. 1972. Вып. 118. ч. 2. С. 37-41.
119. Гельфанд И.М. Лекции по линейной алгебре. М.: Наука. 1971. 272 с.

120. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. // М.: Машиностроение. 1987. 288 с.
121. Генкин М.Д., Яблонский В.В. Механизм как многополюсный генератор колебаний. // Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами. М.: Наука. 1971. С. 28-35.
122. Гернет М.М., Ратобыльский В.Ф. Определение моментов инерции. М.: Машиностроение. 1977. 246 с.
123. Гибкие производственные системы, промышленные роботы, роботизированные комплексы. М.: Высшая школа. 1989. Кн. 3. 236 с.
124. Гольдштейн О.С., Демидов В.В., Шапошников В.С. Методика определения диагностических параметров. // Кибернетика и диагностика. Рига: Зинатне. 1968. Вып. 2. С. 29-36.
125. Горелик А.Л. Методы распознавания. М.: Наука. 1979. 274 с.
126. Горшков Б.М., Самохина Н.С., Бобровский Н.М., Полянсков Ю.В., Худобин Л.В., Савельев А.В., Епифанов В.В., Денисенко А.Ф. Обзор исследований в области реконфигурируемых производственных систем. // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2019 Т. 21. № 5. С. 52-56.
127. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука. 2001. 478 с.
128. ГОСТ Р 8.736-2011. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения. М.: 2013. 40 с.

129. Григоренко О.В., Ковалевский С.В. Теоретические основы создания реконфигурируемых производственных систем. // НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК ДГМА. 2011. № 2 (8Е). С. 233-237.
130. Григорьев С.Н., Гурин В.Д., Козочкин М.П. и др. Диагностика автоматизированного производства. М.: Машиностроение. 2011. 600 с.
131. Гриценко В.А., Крейнин Г.В., Нахапетян Е.Г., Шпенев В.С. Основные направления развития технической диагностики в ремонтнообслуживании оборудования. // Экспресс-информ. фил. НИИНавтопрома. Сер. 2. Организ. автомоб. пр-ва. 1979. С. 1-16.
132. Данилов Е.А., Цуханова Е.А., Крейнин Г.В. Техническая диагностика и динамическая наладка силовых приводов. // Экспресс-информ. филиал НИИНавтопром, Сер. 20. Организация автомобильного производства. 1979. С. 15-22.
133. Диментберг М.Ф., Горбунов А.А. Некоторые задачи диагностики колебательной системы со случайным параметрическим возбуждением. // Прикладная механика. 1975. Т. 11. № 4.
134. Диментберг Ф.М. Поперечные колебания вращающегося вала с дисками при наличии сопротивления трения // Поперечные колебания и критические скорости. М.: Изд-во ФН СССР. 1951. Сб. 1. С. 183-246.
135. Добровольский В.Л., Вассерман М.С., Макоедов И.М. Средства диагностирования унифицированных узлов агрегатных станков. // Динамические методы испытаний и диагностирования машин-автоматов и автоматических линий. М.: Наука. 1981. С. 120-125.

136. Добрынин С.А., Статников И.Н., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Исследование информативности некоторых характеристик колебательных систем. // Исследование динамических систем на ЭВМ. М.: 1982. С. 54-59.
137. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология: (трение, износ, смазка в технических системах). М.: Эко-Пресс. 2010. 603 с.
138. Загоруйко Н.Г. Методы распознавания и их применение. М.: Советское радио. 1972. 206 с.
139. Зайцев Д.С. Определение момента инерции твердого тела с помощью крутильного маятника // Научному прогрессу – творчество молодых: Матер. IX международ. молодеж. научн. конф. по естественно научным и техническим дисциплинам в 3 частях. Йошкар-Ола: Изд –во Поволжск. гос. технологич. ун – та. 2014. С. 70-72.
140. Заковоротный В.Л., Палагню Г.Г. Влияние износа режущего инструмента на спектр его вибраций. // Неразрушающий контроль свойств материалов и изделий в машиностроении. Ростов н/Д.: Измерительная техника. 1977.
141. Зиновьев В.А, Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. М.: Машиностроение. 1964. 239 с.
142. Иванов И.И., Тверской М.М. Уточнение расчетных значений осевых моментов инерции твердого тела на основе измерения неуравновешенности. // Вестник Южно –Уральского гос. ун –та. Серия машиностроение. 2009. № 11. С. 46-49.
143. Ильин В.А., Позняк Э.Г. Аналитическая геометрия. М.: Физматлит. 2004. 224 с.
144. Казимиров Д.Ю., Исаченко А.С. Снижение времени перехода на новое изделие путем внедрения быстрой переналадки станков с ЧПУ. //

Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2015. №5. С. 71-80.

145. Капитанов А.В. Закономерности и перспективы развития многономенклатурного переналаживаемого производства. // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2017. №1. С. 24-36.

146. Карибский В.В., Пархоменко П.П., Согомонян Е.С., Халчев В.Ф. Основы технической диагностики. М.: Энергия. 1976. 464 с.

147. Киселёв М.И. Фазовый метод исследования циклических машин и механизмов на основе хронометрического подхода // Измерительная техника. 2001. №9. С. 15-18.

148. Киселев М.И., Козлов А.П., Морозов А.Н., Назолин А.Л., Пронякин В.И., Соловьёв А.В. Измерение периода вращения валопровода турбоагрегата фотоэлектрическим методом. // Измерит. Техника. 1996. № 12. С. 28-29.

149. Киселев М.И., Морозов А.Н., Назолин А.Л. и др. Частотно – хронометрический контроль циклических машин и механизмов. // Приборы и системы управления. 1998. № 3. С. 33-34.

150. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С. Оперативная диагностика при металлообработке – проблемы и задачи. // Вестник МГТУ «Станкин». 2008. № 3. С. 14-18.

151. Козочкин М.П., Смирнов В.В., Сулейманов И.У. Виброакустическая система диагностики состояния режущего инструмента. // Диагностирование оборудования комплексно – автоматизированного производства. М.: Наука. 1984. С. 14-18.

152. Колесников В.А., Бардушкин В.В., Сычев А.П., Сычев А.А., Бардушкин А.В. Моделирование локальных упругих и предельных прочностных

характеристик пенополимерных материалов. // Экологический вестник научных центров черноморского экономического сотрудничества. 2021. Том 18. № 2. С. 19-25.

153. Колесников В.И., Беляк О.А., Колесников И.В., Суворова Т.В. О математической модели для прогнозирования трибологических свойств маслonaполненных композитов при вибрации. // Доклады Российской Академии Наук. Физика, технические науки. 2020. Том 491. № 1. С. 44-47.

154. Колесников В.И., Верескун В.Д., Кудряков О.В., Мантуров Д.С., Попов О.Н., Новиков Е.С. Технология повышения износостойкости тяжело нагруженных трибосистем и их мониторинг. // Трение и износ. 2020. Том 41. № 2. С. 228-234.

155. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение. 1989. 262 с.

156. Кольцов А.Г. Диагностика технического состояния металлорежущего оборудования. // Омский научный вестник. 2011. № 3(103). С. 79-82.

157. Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С. Оценка динамического качества станка по характеристикам в рабочем пространстве. // Станки и инструмент. 1982. № 8. С. 12-14.

158. Кочкин Е.В. и др. Автоматизированный стенд компьютерного контроля инерционных характеристик изделий в сборочном производстве. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 10. С. 15-17.

159. Кочкин Е.В. и др. Автоматизированный стенд компьютерного контроля инерционных характеристик изделий в сборочном производстве. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 10. С. 15-17.

160. Кочкин Е.В. и др. Технологическая платформа стандового оборудования для определения характеристик геометрии масс изделий ракетно-космической техники. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 12. С. 3-7.

161. Кочкин Е.В., др. Стенд для измерения массы и координат центра масс изделия. // Технология машиностроения. 2015. № 1. С. 44-47.
162. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: справочник. М.: Машиностроение. 1984. 280 с.
163. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение. 1967. 359 с.
164. Куропяткин И.Н. Алгоритм определения координат центра масс протяженных изделий. // Датчики и системы. 2015. № 12 (198). С. 20-23.
165. Лащенов Д.П. Имитационное моделирование сложноструктурированных систем на основе перенастраиваемых модулей типовых процессов. // Дисс.Канд. Техн. наук. 2021. 356 с.
166. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1990. 592 с.
167. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих гидроустройств для торможения гидроприводов. // М.: Машиностроение. 1971. 231 с.
168. Лизогуб В.А. Научные основы конструирования и технологии шпиндельных узлов металлорежущих станков. М.: Машиностроение. 2002. 286 с.
169. Макаров И.И. Преимущества и недостатки горизонтального расположения изделий при определении координат центра масс. // Технология машиностроения. 2016. № 1 (163). С. 43-49.
170. Манько С.В., Шестаков Е.И. Автоматический синтез сценариев походки реконфигурируемых мехатронно-модульных роботов в модификации шагающей платформы. // Российский технологический журнал. 2018. Том 6. № 4. С. 26-41.

171. Медарь А.Н., Котов А.Н., Кочкин Е.В. Определение массоинерционных характеристик конструкций космических летательных аппаратов. // Технология машиностроения. 2011. № 3. С. 45-47.
172. Мельников В.Г. Идентификация компонент тензора инерции и координат центра масс тела на реверсивно – симметричных прецессиях. // Вестник Санкт – Петербургского Университета. Серия 1. Математика, Механика, Астрономия. 2010. № 3. С. 97-104.
173. Мерзляков А.А., Нахапетян Е.Г. Системный подход к организации и проведению экспериментальных исследований технологического оборудования и промышленных роботов. // Диагностирование машин-автоматов и промышленных роботов. М.: Наука. 1983. С. 109-116.
174. Миронов А.И., Нахапетян Е.Г. Диагностирование поворотных устройств автоматической линии производства туб. // Динамические методы испытаний и диагностирования машин – автоматов и автоматических линий. М.: Наука. 1981. С. 68-74.
175. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. М.: Физматгиз. 1961. 479 с.
176. Митрофанов В.Г., Капитанов А.В., Кравцов А.Н., Искра Д.Е. Моделирование и управление движениями формообразования при механической обработке: монография. // Закрытое акционерное об-во "ОНИКС" (Объединение науч., инженерных и коммерческих структур). Ирбит: ОНИКС. 2011. 239 с.
177. Митягин Н.П., Пирогов С.П. Установка для экспериментального определения моментов инерции методом физического маятника. // Проблемы

эксплуатации транспортных систем в суровых условиях. Матер. междунар. Науч. Прак. конф. Тюмень. 2011. С. 46-51.

178. Мозгалевский А.В., Гаскаров Д.Б. Техническая диагностика. // М.: Высш. Школа. 1975. 248 с.

179. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Динамические системы с флуктуирующим временем. //М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2001. 197 с.

180. Мурашкин Л.С., Мурвшкин С.Л. Прикладная нелинейная механика станков. // Л.: Машиностроение. 1977. 192 с.

181. Нахапетян Е.Г. Диагностирование машин. М.: Машиностроение. 1983. 48 с.

182. Нахапетян Е.Г. Контроль и диагностирование автоматического оборудования. М.: Наука. 1990. 57 с.

183. Нахапетян Е.Г. Определение критериев качества и диагностирования механизмов. М.: Наука. 1977. 138 с.

184. Нахапетян Е.Г., Щербаков В.В. Влияние момента трения в опорах на динамику механизмов поворота. // Механика машин. М.: Наука. 1970. Вып. 23-24. С. 31-36.

185. Нахапетян Е.П., Феофанов А.Н. Реконфигурируемые производственные системы. // «Стужка». 2006. № 3. С. 12-14.

186. Никифоров И.В. Последовательное обнаружение нарушения изменения свойств временных рядов. М.: Наука. 1983. 199 с.

187. Остапчук В.Г., Чертков Б.М. Техническое диагностирование роботизированных комплексов. // Станки и инструмент. 1982. № 1. С. 5-7.
188. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. // М.: Машиностроение. 1971. 224 с.
189. Патент РФ № 2025679. Способ определения приведенного момента инерции подвижного звена машины, и устройство для его осуществления // Сучилин В.А. Оп. 30.12.1994. Бюл № 36.
190. Патент РФ № 2035714. Способ диагностирования зубчатых редукторов // Алешин А.К., Барсуков И.Б., Кульбачная М.О. Оп. 20.05.1995. Бюл. № 14.
191. Патент РФ № 2237878. Способ определения величины и фазы дисбаланса // Алешин А.К., Афонин В.Л. Оп. 10.10.2004. Бюл. № 28.
192. Патент РФ № 2316749. Способ диагностики состояния инструмента // А.К. Алешин, В.Г. Гушин, Г.С. Куплинова Оп. 10.02.2008. Бюл. № 4.
193. Патент РФ № 2436055. Способ определения тензора инерции тела и устройство для его осуществления // Мельников В.Г. Оп. 10.12.2011. Бюл. № 34.
194. 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.
195. Патент РФ № 2460050. Способ определения приведенного момента инерции механизма // Алешин А.К. Оп. 27.08.2012. Бюл. № 24.
196. Патент РФ № 2480726. Способ определения моментов инерции изделия и устройство для его осуществления // Матвеев Е.В. Оп. 27.04.2013. Бюл. № 12.

197. Патент РФ № 2488784. Устройство для взвешивания массы в невесомости // Ульянова К.Г., Шарыгин Л.Н. Оп. 27.07.2013. Бюл. № 21 (56).
198. Патент РФ № 2506551. Стенд для измерения массы, координат центра масс и моментов инерции изделия // Богданов В.В. и др. Оп. 10.02.2014. Бюл. № 4.
199. 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.
200. Патент РФ № 2579827. Способ определения массы и положения центра масс изделия и устройство для его осуществления // Н.А. Виденкин и др. Оп. 10.04.2016. Бюл. № 10.
201. Патент РФ № 2627023. Способ идентификации присоединенного момента инерции тела и устройство для его осуществления // Альшев А.С., Мельников В.Г., Мельников Г.И. Оп. 02.08. 2017. Бюл. № 22.
202. Плотникова Н.В. Исследование гидропривода поворотного стола на математической модели. // Диагностирование машин-автоматов и промышленных роботов. М.: Наука. 1983. С. 31-37.
203. Попов В.И., Локтев В.И. Динамика станков. К.: Техника. 1975. 136 с.
204. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение. 1978. 592 с.
205. Пронякин В.И. Испытания и вопросы получения информации о функционировании циклических механизмов // Материалы III Отраслевой конференции по измерительной технике и метрологии для исследований

летательных аппаратов, КИМИЛА 2018. Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского. 2018. С. 471-475.

206. Пронякин В.И. Проблемы технической диагностики механических и электромеханических систем // Прикладная физика и математика. 2018. № 5. С. 9-11.

207. Пронякин В.И., Кудрявцев Е.А., Комшин А.С., Потапов К.Г. Диагностика подшипников качения фазохронометрическим методом. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 3 (684). С. 48-55.

208. 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.

209. Пуш А.В., Зверев И.А. Шпиндельные узлы. Проектирование и исследование. М.: Станкин. 2000. 197 с.

210. Резник С.В., Виденкин Н.А. Новый подход к определению моментов инерции космических аппаратов на основе анализа автоколебательной системы. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 9 (678). С. 81-89.

211. Ремонт автоматических линий. М.: Машиностроение. 1970. 48 с.

212. Розенблюм С.Г. Разработка схем диагностирования технического состояния металлорежущих станков // Совершенствование технического обслуживания оборудования машиностроительных предприятий. М.: 1975. С. 49-56.

213. Ромащенко С.В., Морозков И.С., Шатров А.К., Шевцов Е.А. Определение моментов инерции крупногабаритных трансформируемых конструкций

космических аппаратов. // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2010. № 6. С. 103.

214. Сабиров Ф.С. Повышение эффективности станков на основе их диагностирования и определения виброустойчивости в рабочем пространстве. // Дисс. Докт. Техн. наук. М. 2009. 255 с.

215. Сабиров Ф.С., Кочинев Н.А., Бычкова А.В. Повышение эффективности использования многоцелевых станков ЧПУ на основе информации о характеристиках в рабочем пространстве. // Станки с ПУ в машиностроении и приборостроении. М.: Машиностроение. 2008. 248 с.

216. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. М.: Наука. 1968. 463 с.

217. Себестиан Г.С. Процесс принятия решений при распознавании образов. // Техніка, 1965. 152 с.

218. Синго С. Быстрая переналадка: революционная технология оптимизации производства. М.: Альпина Бизнес Букс. 2006. 334 с.

219. Синопальников В.А., Григольев С.Н. Надежность и диагностика технологических систем. // М.: Станкин. 2003. 287 с.

220. Соколов Е.А., Чумаев Д.А. Экспериментальное определение статических и динамических параметров трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором. // Материалы XII-й научной конференции МГТУ "Станкин" и "Учебно-научного центра математического моделирования МГТУ "Станкин"- ИММ РАН" по математическому моделированию и информатике. Сборник докладов. 14-15 мая 2009. М.: Станкин. С. 360-363.

221. Фигатнер А.М. Осевая жесткость шпиндельных узлов высокоточных металлорежущих станков. // Станки и инструмент. 1963. № 12. С. 11-13.
222. Фисенко В.Т., Фисенко Т.Ю. Компьютерная обработка и распознавание изображений. // СПб: СПбГУ ИТМО. 2008. 192 с.
223. Хрущов М.М., М. А. Бабичев Абразивное изнашивание. М.: Наука. 1970. 251 с.
224. Царев А.М. Агрегатно-модульные принципы создания перекомпоуемых производственных систем (RMS). // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2007. №1. С. 44-58.
225. Царев А.М., Левашкин Д.Г. Перекомпоуемые производственные системы реконфигурируемого производства. Обеспечение жесткости автоматически сменных узлов призматической формы. М.: Компания Спутник+. 2007. 304 с.
226. Цейтлин Г.Е., Бурляй Ю.В., Атаманский П.И. Диагностирование механизмов периодического поворота тяжелых роторов укладочных автоматов. // Диагностирование машин-автоматов и промышленных роботов. М.: Наука. 1983. С. 54-57.
227. Цуханова Е.А., Векилов Р.В. Экспериментальное исследование и диагностирование поворотных столов с гидроприводом. // Диагностирование машин–автомптов и промышленных роботов. М.: Наука. 1983. С. 22-31.
228. Цымбал И.Л. Влияние погрешностей деталей мальтийской передачи на работу передачи. // Станки и инструмент. 1965. № 9. С. 16-18.

229. Чертков Б.М., Остапчук В.Г., Канаев Е.М. Контроль информационных элементов роботизированных технологических комплексов. // Станки и инструмент. 1983. № 2. С. 2-3.
230. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. и др. Основы трибологии. (Трение. Износ. Смазка). М.: Машиностроение. 2001. 664 с.
231. Шехвиц Э.И. Экспериментальное исследование влияния точности параметров мальтийского механизма автомата на динамические условия поворота шпиндельного блока. // Вопросы механической обработки металлов. 1963. Вып. 5. С. 13-17.
232. Шеховцева Т.В. Применение переналаживаемых гибких производственных систем из станков с ЧПУ в опытном производстве // Справочник. Инженерный журнал. 2012. №1. С. 7-11.
233. Ширяев А.Н. Задача скорейшего обнаружения нарушения стационарного режима. 1961. Т. 138. №5. С. 1039-1042.
234. Ширяев А.Н. К обнаружению разладки производственного процесса. // Теория вероятностей и ее применения. 1963. Т. 8. Вып. 4. С. 264-281.
235. Шитов А. М. Диагностирование механизмов и узлов станка методом контрольных осциллограмм. // Станки и инструмент. 1980. № 9. С. 6-8.
236. Шитов А.М., Алешин А.К. Выбор параметров модели для диагностирования шпиндельных узлов станка. // Технология машиностроения. 2011. № 8. С.32-35.
237. Шитов А.М., Алешин А.К. Использование моделей для нормирования диагностических параметров шпиндельных узлов станков. // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. №3. С. 53-57.

238. Шитов А.М., Алешин А.К. Использование результатов математического моделирования для диагностирования шпиндельных узлов агрегатных станков. // Исследование механизмов и систем автоматического оборудования. 1989. С. 32-35.
239. 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.
240. Шпенев. В.С. Техничко-экономическое обоснование разработки и внедрения методов и средств технического диагностирования оборудования в производственных условиях Волжского автомобильного завода. // Динамические методы испытаний и диагностирования машин-автоматов и автоматических линий. М.: Наука. 1981. С. 140-142.
241. Шумихин А.Г., Александрова А.С., Мустафин А.И. Параметрическая идентификация технологического объекта в режиме его эксплуатации с применением технологии нейронных сетей. // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления. 2018. № 26. С. 20-34.
242. Abrishambaf R., Hashemipour M., Bal M. Structural Modeling of Industrial Wireless Sensor and Ac-tuator Networks for Reconfigurable Mechatronic Systems. // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2013. Vol. 64. № 5-8. P. 793-811.
243. 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.

244. 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.
245. Ashory M.R., Malekjafarian A., Harandi P. On the accuracy of estimation of rigid body inertia properties from modal testing results. // Structural Engineering and Mechanics. 2010. Vol. 35. № 1. P. 17-21.
246. Atkeson C.G., An C.H., Hollerbahs J.M. Estimation of Inertial Parameters of Manipulator Loads and Links. // The International Journal of Robotics Research. 1986. Vol. 3. P. 221-228.
247. Barreto J.P., Munoz L.E. Low uncertainty method for inertia tensor identificat. // Mechanical Systems and Signal Processing. 2016. Vol. 68-69. P. 207-216.
248. Boyton R. Measuring weight and all three axes of center of gravity of rocket motor without having to reposition the motor. // Proceed. 61th Annual Conference of the Society of Allied Weight Engineers. Virginia Beach, Virginia. May 20-21, 2002. 22 p.
249. Boyton R. Precise Measurement of Mass. // Proceed. 60th Annual Conference of the Society of Allied Weight Engineers. Arlington, Texas. May 21-23, 2001. 30 p.
250. Cauffriez L., Grondel S. Real-time monitoring and diagnosis of a train door mechatronic system. // IEEE/ASME 10th International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications (MESA 2014). Senigallia, Italy. 10–12 Sept 2014. P. 1-6.
251. Cech M. Essential challenges in motion control education. // 12th IFAC Symposium on Advances in Control Education (ACE). Philadelphia. 07–09 July 2019. Vol. 52. № 9. P. 200-205.
252. Chen I.-M., Yang G., Tan C.T., Yeo S.H. Local POE model for robot kinematic calibration. // Mechanism and Machine Theory. 2001. Vol. 36 (11-12). P. 1215-1239.

253. Christensen D.J., Ostergaard E.H., Lund H.H. Metamodule control for the ATRON selfreconfigurable robotic system. // Proceedings of the 8th Conference on Intelligent Autonomous Systems (IAS-8). Amsterdam. 2004. P. 685-692.
254. Dalla Vedova, M.D.L. Diagnostic/prognostics strategies applied to physical dynamic systems: critical analysis of several model-based fault identification methods. // Bardis, N. (ed.) 2nd International Conference on Mathematical Methods & Computational Techniques in Science & Engineering. Cambridge. GB. 16-18 Feb 2018. AIP Conference Proceedings. Vol. 1982. P. 1-7 (020034).
255. Dashchenko A. I. Reconfigurable Manufacturing Systems and Transformable Factories. // Springer Series in Advanced Manufacturing. 2009. 757 p.
256. Deng J., Shang W., Zhang B., Zhen S., Cong S. Dynamic model identification of collaborative robots using a three-loop iterative method. // 2021 6th IEEE International Conference on Advanced Robotics and Mechatronics. ICARM 2021. P. 937-942.
257. Dong F., Liao H., Jia C., Xia X. Calibration and adjustment of center of mass based on EKF during inflight phase. // Sci China Sea. E-Tech Sci. 2009. Vol 52. №. 5 P. 1446-1449.
258. Du Bois J.L., Lieven N.A.J., Adhikari S. Error analysis in trifilar inertia measurement. // Experimental Mechanics. 2009. Vol. 49. P. 533-540.
259. Du G., Zhang P. Online robot calibration based on vision measurement. // Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2013. Vol. 29 (6). P. 484-492.
260. Eversheim W. Maschinendiagnose in der automatisierten Fertigung. Ind. Anz. 1981. Vol. 31. № 62. P. 181-190.
261. Fields K. Mass property measurement of the mars science laboratory rover. // 27th Space Simulation Conference. Pasadena, California. November 2012. 14 p.

262. Gajek A., Strzepek P., Dobaj K. Algorithms for diagnostics of the hydraulic pressure modulators of ABS/ESP systems in stand conditions. // 17th International Conference on Diagnostics of Machines and Vehicles. Bydgoszcz. Poland. 25-26 Sept. 2018. Vol. 182. P 1-9 (01020).
263. Geiger G. Fehlererkennung und diagnose on Gleichstrammotoren mit Parameter-Schättrverfahren. // Qualiatstechnik. 1984. № 29. P. 79-82.
264. Glazunov V.A., Kheylo S.V., Tsarkov F.V. The Control Complex Robotic System on Parallel Mechanism // Smart Electromechanical Systems. Vol. 174. P. 137-146.
265. Gutierrez-Carvajal R.E., de Melo L.F., Rosario J.M., Machado J.A.T. Condition-based diagnosis of mechatronic systems using a fractional calculus approach. // International Journal of Systems Science. 2014. Vol. 47(9). P. 1-9.
266. Jiang Z., Gao W., Yu X. An improved robot calibration method using the modified adjoint error model based on POE. // Advanced Robotics. 2020. Vol. 34 (19). P. 1229-1238.
267. Jih-Lian Ha, Rong-Fong Fung, Kun-Yung Chen, Shao-Chien Hsien Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism. // Journal of Sound and Vibration. 2006. Vol. 289. P. 1019-1044.
268. Kloepper R., Akita H., Okuma M., Terada S. An experimental identification method for rigid body properties enabled by gravity – depended suspension modeling. // The 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics. Lappeenranta, Finland. May 25-27, 2010. 9 p.
269. Kong L., Chen G., Huang G., Zhang D. Kinematic calibration of a 3-PRRU parallel manipulator based on the complete, minimal and continuous error model. // Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2021. Vol. 71. P 102158.

270. Koren Y., Shpitalni M. Design of Reconfigurable Manufacturing Systems. // Journal of Manufacturing Systems. 2010. Vol. 29. Iss. 4. P. 130-141.
271. Krenický T., Jacko P. Real-time monitoring of technical systems operation. // Strojárstvo Extra 5. 2011. P. 32/1-32/2.
272. Li G., Zhang F., Fu Y., Wang S. Kinematic calibration of serial robot using dual quaternions. // Industrial Robot. 2019. Vol. 46 (2). P. 247-258.
273. Liu Y., Huang S., Jiang L., Liu H. Design, analysis and simulation of a device for measuring the inertia parameters of rigid bodies. // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2017. Vol. 531. P. 965-975.
274. Liu Y., Liang B., Xu W., Wang X. A method for measuring the inertia properties of a rigid body using 3-URU parallel mechanism. // Mechanical Systems and Signal Processing. 2019. Vol. 123. P. 174-191.
275. Luo G., Zou L., Wang Z., Lv C., Ou J., Huang Y. A novel kinematic parameters calibration method for industrial robot based on Levenberg-Marquardt and Differential Evolution hybrid algorithm. // Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 2021. Vol. 71. P. 102165.
276. Luo R., Gao W., Huang Q. POE-Based Parameter Calibration for Industrial Robots Considering Joint Compliance. // 2021 5th International Conference on Robotics and Automation Sciences, ICRAS 2021. 2021. № 9476553. P. 15-22.
277. Matveev S.A. Diagnostic and monitoring system for technical condition of electromechanical section of thermal control systems in spacecraft. // J. Math. Eng. Manag. Sci. 2020. Vol. 5(1). P. 181–192.
278. Mehrabi M.G., Ulsoy A.G., Koren Y. Reconfigurable manufacturing systems and their enabling technologies. // International journal of manufacturing technology & management. Proquest ABI/INFORM. 2000. Vol. 1. 113 p.
279. Mustapha N., Daoud A-K., Wassy I.S. Availability modeling and optimization of reconfigurable manufacturing systems. // Journal of quality in maintenance engineering. Emerald Group Publishing Limited. 2003. Vol. 9. №. 3. P. 284-302.

280. Nikitin Y., Bozek P., Peterka J. Logical-linguistic model of diagnostics of electric drives with sensors support. // *Sensors*. 2020. Vol. 20. № 16. P. 1-19.
281. Olmedo N.A., Barczyk M., Lipsett M. Experimental determination of the inertial properties of small robotic systems using a torsion platform. // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 131. P. 71-96.
282. Papakonstantinou N., Proper S., O'Halloran B., Turner I.Y. A plant-wide and functionspecific hierarchical functional fault detection and identification (HFFDI) system for multiple fault scenarios on complex systems. // *ASME International Design Engineering Technical References 61 Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Boston, USA. 02-05 Aug. 2015.
283. Park I.-W., Lee B.-J., Cho S.-H., Hong Y.-D., Kim J.-H. Laser-based kinematic calibration of robot manipulator using differential kinematics. // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2012. Vol. 17 (6). P. 1059-1067.
284. Perez R, Davila O., Molina A., Ramirez-Cadena M. Reconfigurable micro-machine tool design for desktop machining micro-factories. // *7th IFAC conference on manufacturing modeling, management, and control, MIM*. 2013. P. 1417-1422.
285. Previati G., Gobbi M., Mastinu G. Measurement of Inertia Tensor – a Review. // *Proceed. 73rd Annual Conference of the Society of Allied Weight Engineers*. Long Beach, California. May 5, 2014. 23 p.
286. Previati G., Gobbi M., Mastinu G. Measurement of the mass properties of rigid bodies by means of multi-filar pendulums – Influence of test rig flexibility // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 121. P. 31-43.
287. Roderich Baisch, Friedrich – Wilhelm Hellwig CNC Machine Tool Diagnostics. // *Ind. Prod. Engng*. 1979. № 3. p. 48-53.
288. Shen C., Chen Y., Chen B., Qiao Y. A novel robot kinematic calibration method based on common perpendicular line model. // *Industrial Robot*. 2018. Vol. 45 (6). P. 766-775.

289. Soukup J., Skocilas J., Skocilasova B. Central inertia moments and gravity center of large volume and weight bodies. // *International Journal of Dynamics and Control*. 2015. Vol. 3(1). P. 100-108.
290. Sun T., Lian B., Yang S., Song Y. Kinematic Calibration of Serial and Parallel Robots Based on Finite and Instantaneous Screw Theory. // *IEEE Transactions on Robotics*. 2020. Vol. 36 (3). P. 816-834.
291. Syfert M., Wnuk P. Signal processing in diaster system for simulation and diagnostic purposes. // *10th International Conference on Mechatronics*. Brno, Czech Republic. 07-09 Oct. 2013. P. 441-448.
292. Wang M., Zhang X., Tang W., Wang J. A structure for accurately determining the mass and center of gravity of rigid bodies. // *Applied Sciences (Switzerland)*. 2019. Vol. 9(12). Art. № 2532.
293. Yin F.W., Tian W.J., Liu H.T., Huang T., Chetwynd D.G. A screw theory based approach to determining the identifiable parameters for calibration of parallel manipulators. // *Mechanism and Machine Theory*. 2020. Vol. 145. Art. № 103665.
294. Yu C., Li Z., Yang D., Liu H., Lynch A.F. Estimation of gravity parameters for multi-DOF serial manipulator arms using model learning with sparsity inducing norms. // *Industrial Robot*. 2021. Vol. 48(6). P. 891-905.